

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl<sup>7</sup>

F04C 18/02

F04C 29/02

## [12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 02119982.5

[43] 公开日 2002 年 12 月 25 日

[11] 公开号 CN 1386982A

[22] 申请日 2002.5.16 [21] 申请号 02119982.5

[30] 优先权

[32] 2001.5.18 [33] JP [31] 148949/01

[32] 2001.11.9 [33] JP [31] 344039/01

[71] 申请人 松下电器产业株式会社

地址 日本国大阪府

[72] 发明人 鷗田晃 饭田登 二上义幸

森本敬 新宅秀信

[74] 专利代理机构 上海专利商标事务所

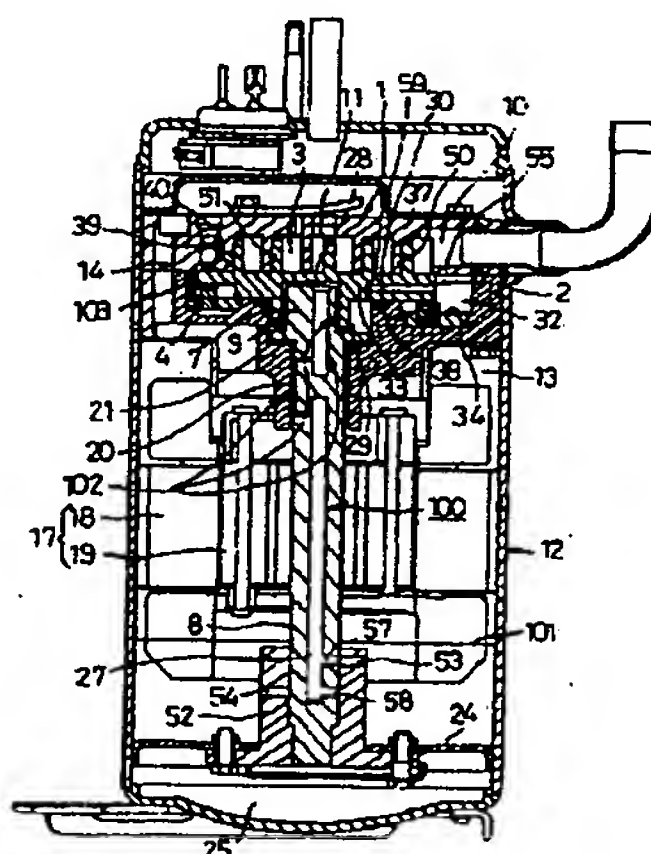
代理人 侯佳猷

权利要求书 5 页 说明书 22 页 附图 14 页

[54] 发明名称 涡轮压缩机及其驱动方法

[57] 摘要

提供一种涡轮压缩机及其驱动方法,使压缩机构部(14)的回转涡轮(2)相对固定涡轮(1)进行圆轨道运动而同时进行流体的吸入、压缩和排出,通过以一端侧驱动回转涡轮(2)的轴(8)内,从其另一侧的贮液部(25)向压缩机构部(14)供给而获得润滑后,向回转涡轮(2)的背部供给而具有向固定涡轮(1)侧推压的背压的作用,使在液体供给路径(100)上的 2 处的间歇连通,或在液体的放出路径(103)的 1 处的间歇连通与液体供给路径(100)的 1 处的间歇连通随着轴(8)的回转而进行,通过调整对于背压作用区域(32)的液体的供给量及液体的放出量而在将背压保持在规定的范围的同时进行驱动,来达到以简单而低成本的结构发挥高效率可靠性的目的。



ISSN 1008-4274

1.一种涡轮压缩机，具有使从镜板竖立叶片的固定涡轮与回转涡轮啮合而在双方间形成压缩空间、并通过所述回转涡轮相对固定涡轮进行圆轨道运动使所述压缩空间一边移动一边缩小容积来进行液体的吸入、压缩和排出的压缩机构部，其特征在于，包括：

形成于驱动所述回转涡轮的轴的内部、并通过压缩机构部中的润滑油供给系统而通向维持排出压力的贮液空间的液体供给通路；

所述液体供给通路向贮液部侧的轴外面开口的连通孔；

在所述贮液部中在轴支承所述轴的轴承体上向所述贮液部设有开口、并随着所述轴的旋转与所述连通孔间歇地连通的流入孔；

相对所述贮液空间以压力遮断的状态设置于所述回转涡轮的背部、并具有将所述回转涡轮向所述固定涡轮侧推压的背压作用的背压室；

一端开口部以与所述背压室连通的状态设置于所述回转涡轮上、另一端开口部利用所述回转涡轮的驱动而与所述贮液空间间歇地连通的节流孔。

2.一种涡轮压缩机，在具有使从镜板竖立叶片的固定涡轮与回转涡轮啮合而在双方间形成压缩空间、并通过所述回转涡轮相对固定涡轮进行圆轨道运动使所述压缩空间一边移动一边缩小容积来进行液体的吸入、压缩和排出的压缩机构部，其特征在于，包括：

形成于驱动所述回转涡轮的轴的内部、并通过压缩机构部中的润滑油供给系统而通向维持排出压力的贮液空间的液体供给通路；

所述液体供给通路向贮液部侧的轴外面开口的连通孔；

在所述贮液部中在轴支承所述轴的轴承体上向所述贮液部设有开口、并随着所述轴的旋转与所述连通孔间歇地连通的流入孔；

相对所述贮液空间以压力遮断的状态设置于所述回转涡轮的背部、并具有将所述回转涡轮向所述固定涡轮侧推压的背压作用的背压室；

一端开口部以与所述贮液室空间连通的状态设置于所述回转涡轮上、另一端开口部利用所述回转涡轮的驱动而与所述贮液空间间歇地连通的节流孔。

3.如权利要求1或2所述的涡轮压缩机，其特征在于，在所述轴和轴承体

上形成利用回转涡轮的驱动组合成一个个地连通状态地重合的单个或多个组的连通孔和流入孔。

4.一种涡轮压缩机，具有使从镜板竖立叶片的固定涡轮与回转涡轮啮合而在双方间形成压缩空间、并通过所述回转涡轮相对固定涡轮进行圆轨道运动使所述压缩空间一边移动一边缩小容积来进行液体的吸入、压缩和排出的压缩机构部，其特征在于，包括：

形成于驱动所述回转涡轮的轴的内部、并通过压缩机构部中的润滑油供给系统而通向维持排出压力的贮液空间的液体供给通路；

所述液体供给通路向贮液部侧的轴外面开口的连通孔；

在所述贮液部中在轴支承所述轴的轴承体上向所述贮液部设有开口、并随着所述轴的旋转与所述连通孔间歇地连通的流入孔；

相对所述贮液空间以压力被遮断的状态设置于所述回转涡轮的背部、并具有将所述回转涡轮向所述固定涡轮侧推压的背压作用的背压室；

将所述固定涡轮或所述轴的压缩机构部侧进行轴支承成开口为经常与所述背压室侧连通的状态并形成于从反固定涡轮侧支承回转涡轮的支承构件的凹处；

一端开口部以与所述背压室连通的状态设置于所述回转涡轮上、另一端开口部利用所述回转涡轮的驱动而与所述贮液空间间歇地连通的节流孔。

5.如权利要求4所述的涡轮压缩机，其特征在于，在所述轴和轴承体上形成利用回转涡轮的驱动组合成一个个地连通状态地重合的单个或多个组的连通孔和流入孔。

6.一种涡轮压缩机，具有使从镜板竖立叶片的固定涡轮与回转涡轮啮合而在双方间形成压缩空间、并通过所述回转涡轮相对固定涡轮进行圆轨道运动使所述压缩空间一边移动一边缩小容积来进行液体的吸入、压缩和排出的压缩机构部，其特征在于，包括：

形成于驱动所述回转涡轮的轴的内部、并通过压缩机构部中的润滑油供给系统而通向维持排出压力的贮液空间的液体供给通路；

所述液体供给通路向贮液部侧的轴外面开口的连通孔；

相对所述贮液空间以压力遮断的状态设置于所述回转涡轮的背部、并具有

将所述回转涡轮向所述固定涡轮侧推压的背压作用的背压室；

使所述过剩压力放出并将所述背压维持于一定值的压力调整机构；

随所述轴的回转与所述背压室间歇地连通的所述压力调整机构的入口孔；

一端开口部以与所述背压室连通的状态设置于所述回转涡轮上、另一端开口部利用所述回转涡轮的驱动而与所述贮液空间间歇地连通的节流孔。

7.一种涡轮压缩机，具有使从镜板竖立叶片的固定涡轮与回转涡轮啮合而在双方间形成压缩空间、并通过所述回转涡轮相对固定涡轮进行圆轨道运动使所述压缩空间一边移动一边缩小容积来进行液体的吸入、压缩和排出的压缩机构部，其特征在于，包括：

形成于驱动所述回转涡轮的轴的内部、并通过压缩机构部中的润滑油供给系统而通向维持排出压力的贮液空间的液体供给通路；

所述液体供给通路向贮液部侧的轴外面开口的连通孔；

相对所述贮液空间以压力遮断的状态设置于所述回转涡轮的背部、并具有将所述回转涡轮向所述固定涡轮侧推压的背压作用的背压室；

使所述过剩压力放出并将所述背压维持于一定值的压力调整机构；

随着所述轴的回转与所述背压室间歇地连通的所述压力调整机构的入口孔；

一端开口部以与所述背压室连通的状态设置于所述回转涡轮上、另一端开口部利用所述回转涡轮的驱动而与所述贮液空间间歇地连通的节流孔。

8.一种涡轮压缩机，具有使从镜板竖立叶片的固定涡轮与回转涡轮啮合而在双方间形成压缩空间并通过所述回转涡轮相对固定涡轮进行圆轨道运动使所述压缩空间一边移动一边缩小容积来进行液体的吸入、压缩和排出的压缩机构部，其特征在于，包括：

形成于驱动所述回转涡轮的轴的内部、并通过压缩机构部中的润滑油供给系统而通向维持排出压力的贮液空间的液体供给通路；

所述液体供给通路向贮液部侧的轴外面开口的连通孔；

相对所述贮液空间以压力遮断的状态设置于所述回转涡轮的背部、并具有将所述回转涡轮向所述固定涡轮侧推压的背压作用的背压室；

使所述过剩压力放出并将所述背压维持于一定值的压力调整机构；



随着所述轴的回转与所述背压室间歇连通的所述压力调整机构的入口孔；  
将所述固定涡轮或所述轴的压缩机构部侧进行轴支承成口为经常与所述背压室侧连通的状态并形成于从反固定涡轮侧支承回转涡轮的支承构件的凹处；

一端开口部以与所述贮液空间连通的状态设置于所述回转涡轮上、另一端开口部利用所述回转涡轮的驱动而与所述贮液空间间歇地连通的节流孔。

9.一种涡轮压缩机，具有使从镜板竖立叶片的固定涡轮与回转涡轮啮合而在双方间形成压缩空间、并通过所述回转涡轮相对固定涡轮进行圆轨道运动使所述压缩空间一边移动一边缩小容积来进行液体的吸入、压缩和排出的压缩机构部，其特征在于，包括：

设置于所述回转涡轮的背部并具有将所述回转涡轮向所述固定涡轮侧推压的背压作用的背压室；

形成于驱动所述回转涡轮的轴的内部、并通过压缩机构部中的润滑油供给系统而通向维持排出压力的贮液空间的液体供给通路；

所述液体供给通路向贮液部侧的轴外面开口的连通孔；

在所述贮液部中设置于轴支承所述轴的轴承体上、并随着所述轴的旋转与所述连通孔间歇地连通的流入孔；

使所述过剩压力放出并将所述背压维持于一定值的压力调整机构；

随着所述轴的回转与所述背压室间歇连通的所述压力调整机构的入口孔。

10.一种涡轮压缩机的驱动方法，使从镜板竖立叶片的固定涡轮与回转涡轮啮合而形成压缩空间并构成压缩机构，利用在使所述回转涡轮相对固定涡轮进行圆轨道运动时的随着所述压缩空间的移动的容积的变化，同时进行流体的吸入、压缩和排出，通过在一端侧驱动所述回转涡轮的轴内，从另一端侧的贮液部向所述一端侧的压缩机构部供给而进行润滑后的液体供给至回转涡轮的背部而具有将回转涡轮向固定涡轮侧推压的背压作用，其特征在于，

利用随着在液体供给路径2处的所述轴的回转的间歇连通，或利用随着在液体的放出路径1处的所述轴的回转的间歇连通和随着在液体的供给路径1处的所述轴的回转的间歇连通来调整对于所述背压作用的背压作用区域的液体的供给量或液体的放出量而在将所述背压保持在规定的范围的同时进行驱动。

11.如权利要求 10 所述的涡轮压缩机的驱动方法，其特征在于，

向具有所述背压作用的背压作用区域的液体的供给至少通过所述轴和回转涡轮来进行，间歇的液体供给的停止、停止的解除利用在所述贮液部处轴支承所述轴的轴承体与所述轴之间，对所述回转涡轮与所述固定涡轮或所述轴的压缩机构部侧进行轴支承并在从反固定涡轮侧对回转涡轮进行支承的支承构件之间的各相对移动部的至少 1 处的液体的供给路径的间歇连通来进行。

12.如权利要求 11 所述的涡轮压缩机的驱动方法，其特征在于，

所述回转涡轮和所述固定涡轮或所述支承构件之间的液体的供给路径的间歇连通通过与所述背压作用区域常时连通地形成于所述回转涡轮或所述支承构件上的凹处与回转涡轮之间的液体供给路径的间歇连通来进行。

13.如权利要求 11、12 中任一项所述的涡轮压缩机的驱动方法，其特征在于，

所述液体的供给路径的间歇连通在所述相对移动部中至少 1 处的液体供给路径的并列的多处独立地进行。

## 涡轮压缩机及其驱动方法

技术领域

本发明涉及使固定涡轮与回转涡轮啮合并双方在双方向形成压缩空间、利用因回转涡轮的圆轨道运动而使压缩空间例如在缩小容积的同时从外周部向中心部移动而重复进行流体的吸入、压缩和排出的涡轮压缩机及其驱动方法。

背景技术

这种以往的涡轮压缩机一般具有图14所示的结构。在该结构中，在使固定涡轮1与回转涡轮2啮合并双方在双方向形成有多个压缩空间3。回转涡轮2在用自转防止构件4防止自转的状态下经回转轴承7被曲柄轴8的偏心部9驱动而相对固定涡轮1进行圆轨道运动即回转运动。由于利用该回转涡轮2的回转运动使压缩空间3从外周侧向涡卷的中心部一边移动一边缩小容积，故在从吸入口吸入制冷剂气体并压缩后通过排出口11向密闭容器12的内部空间13排出。这里，该涡轮压缩机以上述的固定涡轮1和回转涡轮2为主要的结构要素构成压缩机构部14。

上述压缩机构部14的驱动机构包括由固定于密闭容器12的内侧的定子18和在该定子18的内侧回转自如地支承的转子19构成的电动机。在电动机19中以贯通状态结合有上述曲柄轴8，曲柄轴8的上端部分通过轴承20旋转自如地支承在主轴承构件21上。在曲柄轴8的顶端部上设有与其相对地进行偏心运动的上述偏心部9。曲柄轴8的下端部设容积型泵22，并通过滚珠轴承23旋转自如地支承在固定于密封容器12中的支承构件24上。

贮留于密闭容器12的下端部的贮液部25中的油等润滑油（未图示）通过容积型泵22的驱动从在曲柄轴8的中心部沿轴向形成的液体供给通路27往上吸而对回转轴7进行润滑和冷却，并经偏心部9上方的贮液部28和贮液空间29在轴承20处循环后返回贮液部25，以后通过同样的路径进行再循环。另一方面，向贮液部28供给的润滑油的一部分经过设在回转涡轮2的内部长孔

30 一边由节流部 31 进行减压一边向背压室 32 供给。背压室 32 是用回转涡轮 2 的回转镜板 33、主轴承构件 21 的凹处 34、固定涡轮 1 的上面部 55 和密封构件 38 围住的空间并位于回转涡轮 2 的背部，利用流体压力将回转涡轮 22 向固定涡轮 1 侧推压而具有不从固定涡轮 1 拉开的背压的作用。另外，密封构件 38 进行作为维持排出压力的高压部的贮液空间 29 与背压室 32 之间的密封。

又，向上述背压室 32 供给的润滑油对上述自转防止构件 4 进行润滑。该背压室 32 必需始终具有使回转涡轮 2 不从固定涡轮 1 拉开的背压。但是，当该背压变得过剩时，回转涡轮 2 被强力地向固定涡轮 1 推压，导致涡轮滑动部的异常磨损及输入增加。因此，背压必需始终保持一定。因此，虽然上述背压随着润滑油在背压室 32 内的积存而上升，但在上升至高于设定值的场合，压力调整机构 39 动作，将背压室 32 内的润滑油从吸入通路 40 引导至压缩空间 3。即从背压室 32 放出。由此，上述背压能始终维持于一定值。被引导而放出至压缩空间 3 中的润滑油具有防止压缩中的制冷剂气体等的泄漏的密封功能并对固定涡轮 1 与回转涡轮 2 的接触面进行润滑的功能。

如图 15 所示，上述节流部 31 是在一部分外周面上具有螺纹部 31a 的销子状构件，在中心部形成有助于产生节流效果的细孔 31b。由此，图 14 的贮液部 28 的润滑油在利用对通过节流部 31 的细孔 31b 的流量进行节流时的节流效果减压后经粗孔 13c，仅适当量供给至背压室 32。该润滑油的适当量通过设定细孔 31b 的直径来调整。

另外，作为以往的另一涡轮压缩机具有如图 16 所示的结构（参照日本专利特开平 7-77182 号公报）。该涡轮压缩机采用在背压室背压为一定值以上时打开阀而将过剩输入向压缩机构部 14 的吸入侧放出并供给压缩机构部 14 中的润滑的差压供油方式。也就是说，利用中间压室 42 的压力与排出压力之差压将密闭容器 12 的下部的贮液部 25 中的润滑油 41 供给至主轴承构件 21、回转轴承 7 和其他的滑动部位。中间压室 42 通过将和压缩空间 3 连通的 2 个中间孔（未图示）设于回转涡轮 2 的台板上而保持为吸入压力与排出压力的中间压力。利用上述压力差将润滑油 41 经曲柄轴 8 的液体供给通路 27、作为节流部起作用的供油槽部 43 而供给至回转轴承 7 和主轴承构件 21。另外，进入中间压室 42 的润滑油 41 从回转涡轮 2 的中间压孔及台板外周部向压缩空间 3



供给后与来自排出口 11 的制冷剂气体一起向密闭容器 12 内的空间放出。

如图 17 和图 18 所示,在压缩机构部 14 的吸入通路 44 上设置有与其运转和停止运转相对应而进行开闭的单向阀 45。当压缩机运转时,来自外部循环的制冷剂气体进入吸入通路 44,单向阀 45 利用上述吸入气体压力从图 17 的位置被下推至图 18 的位置,在其上方形成与图 16 的压缩空间 3 连通的空间。由此,吸入气体从上述空间被吸入至压缩空间 3。另外,被压缩的制冷剂气体从图 16 的排出口 11 排出至密闭容器 12 的内部空间,该被排出的高压气体从密闭容器 12 的上部空间通过设于压缩机构部的外周部上的缺口或连通孔供给至容纳电动机 17 等的下部空间。这时,制冷剂气体冷却电动机 17 的定子 18,再通过电动机 17 等的空间从排出口 11 变成雾状而与被排出的润滑油分离,高压的制冷剂气体从排出通路 47 返回至外部循环。

当压缩机的运转停止时,利用在从压缩空间 3、密闭容器 12 和排出通路 47 返回至外部循环的中途的高压的制冷剂气体从吸入通路 44 向前段侧倒流的力和设置于单向阀 45 的下段的弹簧 48,将单向阀 45 从图 18 的位置推回至图 17 的位置,用密封卡圈 49 的端面和单向阀 45 的平面将与吸入侧的通路闭锁以防止制冷剂倒流,并防止压缩机下部的润滑油 41 通过作为向滑动部的供油路径的曲柄轴 8 的液体供给通路 27、回转轴承 7、主轴承构件 21、中间压室 42、中间压孔和压缩空间 3 等向压缩机的外部带出。

然而,图 14 的涡轮压缩机是以提高由节流部 31 产生的节流效果为目的,而当将细孔 13 的直径缩小并使细孔 31 的长度增长时,由于混入润滑油中的尘埃等容易闭塞细孔 31b,导致压缩机的性能降低。而且,当将细孔 31b 设定成小的直径及长的长度时,加工变得困难而使制造成本增高。又,在上述压缩机中由于使用容积型泵 22 进行贮液部 25 的润滑油的供给,故因零件数量和装配工时的增加而使成本增高。

另外,在图 16 的涡轮压缩机中,虽然由于不使用容积式泵而具有结构简单成本降低的优点,但以获得高可靠性为目的而设止单向阀 45,当该单向阀中的密封面处的泄漏较多时气体产生倒流,这时润滑油被向外部带出而用于润滑的润滑油 41 不足,故存在可靠性降低的问题。又,在上述压缩机中,单向阀 45 在通常运转时变为气体的吸入阻力,故存在性能降低的问题。

本发明鉴于上述问题，其目的在于提供一种制作简单、成本降低的结构、并发挥高效率和高可靠性的涡轮压缩机及其驱动方法。

### 本发明内容

为了达到上述目的，本发明的第1技术方案的涡轮压缩机具有使从镜板竖立叶片的固定涡轮与顺转涡轮啮合而在双方间形成压缩空间、并通过上述回转涡轮相对固定涡轮进行圆轨道运动使上述压缩空间一边移动一边缩小容积来进行液体的吸入、压缩和排出的压缩机构部，其特征在于，包括：形成于驱动上述回转涡轮的轴的内部、并通过压缩机构部中的润滑油供给而通向维持排出压力的贮液空间的液体供给通路；上述液体供给通路向贮液部侧的轴外面开口的连通孔；在上述贮液部中在轴支承上述轴的轴承体上向上述贮液部设有开口、并随着上述轴的旋转与上述连通孔间歇地连通的流入孔；相对上述贮液空间以压力遮断的状态设置于上述回转涡轮的背部、并具有将上述回转涡轮向上述固定涡轮侧推压的背压作用的背压室；以一端开口部与上述背压室连通的状态设置于上述回转涡轮上、另一端开口部利用上述回转涡轮的驱动而与上述贮液空间间歇地连通的节流孔。

在该涡轮压缩机中，压缩机构部因轴的驱动工作，贮液部的液体通过轴的内部的液体供给通路并在向压缩机构部中的润滑油供给系统供给后到达维持排出压力的贮液空间，从这里再通过节流孔减压并向背压室供给，对回转涡轮具有背压作用而向固定涡轮侧推压。这时，由于利用随着液体供给通路位于与贮液部连通的部分的连通孔与流通孔的组以及贮液空间与节流孔的另一端开口部的组由于通过随着上述各轴的回转的间歇连通调整润滑油的供应量，故在正确地供给与运转状况相应的适当量的润滑油的同时能将背压维持于适当的范围，故具有高效率。又，由于即使节流孔不形成细孔也能通过从上述贮液部向背压室的液体供给路径中的2处的间歇连通状态的组合将润滑油的供给量抑制到必要的程度，故不会产生堵塞等、能获得高的可靠性，并由于孔加工不难进行而不会导致成本增高。又，即使设置单向阀由于也能防止停止运转时的润滑油向压缩机构部外带出，故可靠性进一步提高。又，通常运转时单向阀不会成为气体的吸入阻力，故具有高效率。

在上述发明中，在上述轴和轴承体上最好形成利用回转涡轮的驱动组合成一个地连通状态地重合的单个或多个组的连通孔和流入孔。即使单个组、多个组任一种，通过与上述贮液空间与节流孔的另一端开口的组中的间歇连通的组合，也可容易精细地调整润滑油的供给量的控制，若为多个组时能更容易地进行方便而正确的微调整。

本发明的第2技术方案的涡轮压缩机具有使从镜板竖立叶片的固定涡轮与回转涡轮啮合而在双方向形成压缩空间、并通过上述回转涡轮相对固定涡轮进行圆轨道运动使上述压缩空间一边移动一边缩小容积、来进行液体的吸入、压缩和排出的压缩机构部，其特征在于，包括：形成于驱动上述回转涡轮的轴的内部、并通过压缩机构部中的润滑油供给系统而通向维持排出压力的贮液空间的液体供给通路；上述液体供给通路向贮液部侧的轴外面开口的连通孔；在上述贮液部中在轴支承上述轴的轴承体上向上述贮液部设有开口、并随着上述轴的旋转与上述连通孔间歇地连通的流入孔；相对上述贮液空间以压力遮断的状态设置于上述回转涡轮的背部、并具有将上述回转涡轮向上述固定涡轮侧推压的背压作用的背压室；一端开口部以与上述贮液空间连通的状态设置于上述回转涡轮上、另一端开口部利用上述回转涡轮的驱动而与上述背压室间歇地连通的节流孔。

在该涡轮压缩机中，相对于第1技术方案的发明中利用节流孔和贮液空间相互间歇连通调整向背压室的润滑油的供给量，不同点仅是利用节流孔和背压室相互间歇连通调整向背压室的润滑油的供给量，即能获得与第1技术方案的发明同等的功能、并能获得与其同样的效果。

在上述发明中，在上述轴和轴承体上最好形成利用回转涡轮的驱动组合成一个地加通状态地重合的单个组或多个组的连通孔和流入孔。由此，即使是单个组、多个组任一种中，通过与上述贮液空间和节流孔的另一端开口的组中的间歇连通的组合，也能容易地精细地调整润滑油的供给量的控制、若为多个组时能更容易地进行方便而正确的微调整。

本发明的第3技术方案的涡轮压缩机具有使从镜板竖立叶片的固定涡轮与回转涡轮啮合而在双方向形成压缩空间、并通过上述回转涡轮相对固定涡轮进行圆轨道运动使上述压缩空间一边移动一边缩小容积、来进行液体的吸入、压

缩和排出的压缩机构部，其特征在于，包括：形成于驱动上述回转涡轮的轴的  
内部，并通过压缩机构部中的润滑油供给系统而通向维持排出压力的贮液空间  
的液体供给通路；上述液体供给通路向贮液部侧的轴外面开口的连通孔；在上  
述贮液部中在轴支承上述轴的轴承体上向上述贮液部设有开口、并随着上述轴  
的旋转与上述连通孔间歇地连通的流入孔；相对上述贮液空间以压力遮断的状  
态设置于上述回转涡轮的背部、并具有将上述回转涡轮向上述固定轮侧推压的  
背压作用的背压室；将上述固定涡轮或上述轴的压缩机构部侧轴支承成开口为  
常时地与上述背压室侧连通的状态并形成于从反固定涡轮侧支承回转涡轮的  
支承构件的凹处；一端开口部以与上述贮液空间连通的状态设置于上述回转涡  
轮上、另一端开口部利用顺转涡轮的驱动而与上述凹处间歇地连通的节流孔。

在该涡轮压缩机中，相对于第1技术方案的发明中利用节流孔和贮液空间  
相互的间歇的连通调整向背压室的润滑油的供给量，仅是利用节流孔和凹处相  
互的间歇的连通调整向连通凹处的背压室的润滑油的供给量，即能获得与第1  
技术方案的发明同等的功能、并能获得与其同样的效果。

在上述发明中，在上述轴和轴承体上最好形成利用回转涡轮的驱动组合成  
一个个地连通状态地重合的单个组或多个组的连通孔和流入孔。由此，即使在  
单个组、多个组任一种中、通过与上述贮液空间和节流孔的另一端开口的组中  
的间歇连通的组合，也能容易地精细地调整润滑油的供给量的控制、若为多个  
组时能更容易地进行方便而正确的微调整。

本发明的第4技术方案的涡轮压缩机具有使从镜板竖立叶片的固定涡轮与  
回转涡轮啮合而在双方面形成压缩空间、并通过上述回转涡轮相对固定涡轮进  
行圆轨道运动使上述压缩空间一边移动一边缩小容积来进行液体的吸入、压缩  
和排出的压缩机构部，其特征在于，包括：形成于驱动上述回转涡轮的轴的內  
部、并通过压缩机构部中的润滑油供给系统而通向维持排出压力的贮液空间的  
液体供给通路；上述液体供给通路向上述轴外面开口成与上述贮液部连通状态  
的连通孔；相对上述贮液空间以压力被遮断的状态设置于上述回转涡轮的背  
部、并具有将上述回转涡轮向上述固定涡轮侧推压的背压作用的背压室；使上  
述过剩压力放出并将上述背压维持于一定值的压力调整机构；随着上述轴的回  
转与上述背压室间歇地连通的上述压力调整机构的入口孔；一端开口部以与上



述背压室连通的状态设置于上述回转涡轮上、另一端开口部利用上述回转涡轮的驱动而与上述贮液空间间歇地连通的节流孔。

在该涡轮压缩机中，相对于第1技术方案的发明调整向背压室的润滑油的供给量，不同点仅是利用随着上述轴的回转的节流孔和贮液空间相互的间歇的连通及压力调整机械的入口孔和背压室相互的间歇的连通来调整背压室的润滑油的放出量，而在适当维持背压室的压力或者润滑油的量的方面能获得与第1技术方案的发明同等的功能，又，由于也可不在轴承体上设置流入孔，故能以更低的成本获得与第1技术方案的发明同样的效果。

本发明的第5技术方案的涡轮压缩机具有使从镜板竖立叶片的固定涡轮与回转涡轮啮合而在双方间形成压缩空间、并通过上述回转涡轮相对固定涡轮进行圆轨道运动使上述压缩空间一边移动一边缩小容积来进行液体的吸入、压缩和排出的压缩机构部，其特征在于，包括：形成于驱动上述回转涡轮的轴的内部、并通过压缩机构部中的润滑油供给系统而通向维持排出压力的贮液空间的液体供给通路；上述液体供给通路向上述轴外面开口成与上述贮液部连通状态的连通孔；相对上述贮液空间以压力被遮断的状态设置于上述回转涡轮的背部、并具有将上述回转涡轮向上述固定涡轮侧推压的背压作用的背压室；使上述过剩压力放出并将上述背压维持于一定值的压力调整机构；随着上述轴的回转与上述背压室间歇地连通的上述压力调整机构的入口孔；一端开口部以与上述背压室连通的状态被设置于上述回转涡轮上、另一端开口部利用上述回转涡轮的驱动而与上述贮液空间间歇地连通的节流孔。

在该涡轮压缩机中，相对于第4技术方案的发明中节流孔和贮液空间相互间间歇地连通来调整向背压室的润滑油的供给量，不同点仅是节流孔和背压室相互间间歇地连通来调整向背压室的润滑油的供给量，即能获得与第4技术方案的发明同等的功能，并能获得与其同样的效果。

本发明的第6技术方案的涡轮压缩机具有使从镜板竖立叶片的固定涡轮与回转涡轮啮合而在双方间形成压缩空间并通过上述回转涡轮相对固定涡轮进行圆轨道运动使上述压缩空间一边移动一边缩小容积来进行液体的吸入、压缩和排出的压缩机构部，其特征在于，包括：形成于驱动上述回转涡轮的轴的内部、并通过压缩机构部中的润滑油供给系统而通向维持排出压力的贮液空间的

液体供给通路：上述液体供给通路向上述轴外面开口成与上述贮液部连通状态的连通孔；相对上述贮液空间以压力被遮断的状态设置于上述回转涡轮的背部、并具有将上述回转涡轮向上述固定涡轮侧推压的背压作用的背压室；使上述过剩压力放出并将上述背压维持于一定值的压力调整机构；随着上述轴的回转与上述背压室间歇地连通的上述压力调整机构的入口孔；一端开口部以与上述背压室连通的状态被设置于上述回转涡轮上、另一端开口部利用上述回转涡轮的驱动而与上述贮液空间间歇地连通的节流孔。

在该涡轮压缩机中，相对于第4技术方案的发明中节流孔和贮液空间相互间间歇地连通、在第5技术方案的发明中节流孔和背压室相互间间歇地连通来调整向背压室的润滑油的供给量来说，不同点仅是节流孔与始终通向背压室的凹处间歇地连通来调整向背压室的润滑油的供给量，即能获得与第4技术方案的发明同等的功能，并能获得与其同样的效果。

本发明的第7技术方案的涡轮压缩机具有使从镜板竖立叶片的固定涡轮与回转涡轮啮合而在双方间形成压缩空间、并通过上述回转涡轮相对固定涡轮进行圆轨道运动使上述压缩空间一边移动一边缩小容积来进行液体的吸入、压缩和排出的压缩机构部，其特征在于，包括：设置于上述回转涡轮的背部、具有将上述回转涡轮向上述固定轮侧推压的背压作用的背压室；形成于驱动上述回转涡轮的轴的内部、并通过在节流部和压缩机构部上的润滑油供给系统与维持排出压力与吸入压力之间的压力的上述背压室连通的液体供给通路；上述液体供给通路向贮液部侧的轴外面进行开口的连通孔；在上述贮液部中设置于轴支承上述轴的轴承体上、并随着上述轴的旋轴与上述连通孔间歇地连通的流入孔；使上述过剩压力放出并将上述背压维持于一定值的压力调整机构；随着上述轴的回转与上述背压室间歇地连通的上述压力调整的入口孔。

在该涡轮压缩机中，相对于第4技术方案的发明中节流孔和贮液空间相互间间歇地连通来调整向背压室的润滑油的供给量而调整背压，不同点仅是利用压力调整机械的入口孔和背压室相互的间歇的连通来调整从背压室来的润滑油的放出量并调整背压，即能获得与第4技术方案的发明同等的功能，又，由于可不在向背压室的供给路径上特别设置节流孔，故能以更低的成本获得与第4技术方案的发明同样的效果。而且，当然也可以作成兼用节流孔的结构。

另外,本发明还包括上述各场合的涡轮压缩机中以外的润滑和背压的调整方式,作为涡轮压缩机的驱动方法可提供以下方法。该涡轮压缩机的驱动方法为,使从镜板竖立叶片的固定涡轮与回转涡轮啮合而形成压缩空间并构成压缩机构,利用在使上述回转涡轮相对固定涡轮进行圆轨道运动时的随着上述压缩空间的移动的容积的变化,同时进行流体的吸入、压缩和排出,通过在一端侧驱动上述回转涡轮的轴内、从另一端侧的贮液部向上述一端侧的压缩机构部供给而进行润滑后的液体供给至回转涡轮的背部、而具有将回转涡轮向固定涡轮侧推压的背压作用,其特征在于,利用随着在液体供给路径2处的上述轴的回转的间歇连通,或利用随着在液体的放出路径1处的上述轴的回转的间歇连通和随着在液体的供给路径1处的上述轴的回转的间歇连通来调整对于上述背压作用的背压作用区域的液体的供给量或液体的放出量,在将上述背压保持在规定的范围的同时进行驱动。

在这种结构中,由于使压缩机构部中通常的吸入、压缩和排出同时进行、在通过在一端侧驱动回转涡轮的轴并将另一端侧的液体向压缩机构部供给并润滑后再向回转涡轮的背部供给而使回转涡轮向固定涡轮侧推压的背压起作用,故能使回转涡轮平滑而稳定地进行不与固定涡轮脱开的驱动。尤其是通过起上述背压作用的液体的供给量和放出量中的一方的调整来调整背压,利用双方的调整而更容易调整背压、同时通过在向背压作用区域的液体的供给路径2处的间歇连通,或在从背压作用区域的液体的放出路径1处的间歇连通和在向上述背压室的液体的供给路径1处的间歇连通,通过利用在上述供给路径或/和放出路径的2处的对背压作用区域的间歇的液体的供给或/和放出的组合,对于背压作用区域的液体的供给量或者放出量的更精细的微量的调整可确保随着上述轴的回转的正确的周期和定时,没有特别的驱动机构及控制机构而能适当地设定和维持每机种或/和每运转状态所必需的背压,能提高涡轮压缩机的性能和可靠性。

在该场合,向具有上述背压作用的背压作用区域的液体的供给至少通过上述轴和回转涡轮来进行,对上述间歇的液体供给的停止、解除停止可利用在上述贮液部处轴支承上述轴的轴承体与上述轴之间、上述回转涡轮与上述固定涡轮或轴支承上述轴的压缩机构部侧且从反固定涡轮侧支承回转涡轮的支承构

件之间的各相对移动部的至少 1 处的液体供给路径的间歇连通来进行时，都可利用已设置的机构和构件来实现。

又，上述回转涡轮与上述固定涡轮或上述支承构件之间的液体的供给路径的间歇连通通过与上述背压作用区域常时连通地形成于上述回转涡轮或上述支承构件上的凹处与回转涡轮之间的液体的供给路径的间歇连通来进行时，可利用凹处的大小及形状在确保对于回转涡轮的圆轨道运动的放出即确保经常与背压作用区域连通的同时，可提高设定用于获得与回转涡轮侧的液体的供给路径的间歇的连通的供给路径的开口位置和大小时的自由度。

又，液体供给路径的间歇连通在上述相对移动部的至少 1 处的液体的供给路径的并列的多个部位独立地进行时，通过并列的多个部位上的独立的连通状态的组合，容易对液体的供给状态进行更精细的微调整。

这些利用在凹处和并列的多个部位的连通状态的优点即使应用于液体的放出路径也能获得同样的作用效果，应属于本发明的范畴。

#### 附图的简单说明

图 1 是表示本发明一实施形态的涡轮压缩机的剖视图。

图 2 (a) — (d) 为以回转涡轮的每 90° 的回转位置表示从底面看图 1 的涡轮压缩机中的回转镜板时的节流孔与密封构件在动作时的关系的动作说明图。

图 3 (a)、(b) 以分解状态和组合状态表示图 1 的涡轮压缩机中的轴承体与曲柄轴的下端部的相关结构的立体图。

图 4 是表示图 1 的涡轮压缩机中的节流孔的位置与轴承体的 2 个流入孔和曲柄轴的 2 个连通孔的关系的说明图。

图 5 是表示本发明另一实施形态的涡轮压缩机的剖视图。

图 6 是表示本发明的又一实施形态的涡轮压缩机的剖视图。

图 7 (a) — (d) 为以回转涡轮的每 90° 的回转位置表示从底面看图 6 的涡轮压缩机中的回转镜板时的节流孔与密封构件在动作时的关系的动作说明图。

图 8 是表示本发明一实施形态的涡轮压缩机的剖视图。

图 9 (a)、(b) 为以分解状态和组合状态表示图 8 的涡轮压缩机中的轴承体与曲柄轴的下端部的相关结构的立体图。



图 10 是表示图 8 的涡轮压缩机中的节流孔位置与轴承体的曲柄轴的连通的孔的关系的说明图。

图 11 是表示本发明的另一实施形态的涡轮压缩机的剖视图。

图 12 (a) — (d) 为以回转涡轮的每 90° 的回转位置表示从底面看图 11 的涡轮压缩机中的回转镜板时的节流孔与密封构件在动作时的关系的动作说明图。

图 13 是表示本发明的再一实施形态的涡轮压缩机的剖视图。

图 14 是表示以往的涡轮压缩机的剖视图。

图 15 是表示图 14 的涡轮压缩机的节流部的放大剖视图。

图 16 是表示以往的另一涡轮压缩机的剖视图。

图 17 是表示图 16 的涡轮压缩机中的单向阀停止时的放大剖视图。

图 18 是表示图 16 的涡轮压缩机中的单向阀运转时的放大剖视图。

### 具体实施形态

以下参照图 1—图 13 对本发明的几个较佳实施形态进行说明。几个实施形态都是表示用于空调、冷冻机的封闭式的涡轮压缩机的应用例。因此，使用的流体是制冷剂，以下即作为制冷剂进行说明。但本发明不限于此。图中，为了明确这些实施形态的涡轮压缩机与图 14、图 16 所示的以往的涡轮压缩机的不同，对于与图 14 和图 16 相同或功能相当的构件均采用相同的标号。

首先参照图 1—图 13 对本发明一实施形态的涡轮压缩机的驱动方法进行说明。如图 1、图 5、图 6、图 8、图 11、图 13 所示，通过从固标定镜板 37 和回转镜板 33 分别竖立有叶片 50、51 的固定涡轮 1 与回转涡轮 2 的啮合形成压缩空间 3 并构成压缩机构部 14，利用使上述回转涡轮 2 相对上述固定涡轮 1 进行圆轨道运动时的上述压缩空间 3 的例如随着从外周侧向中央部的移动产生容积的变化，进行流体通过吸入口 10 的吸入、压缩和通过排出口 11 的排出。

同时，通过以一端侧驱动作为上述回转涡轮 2 的轴的一例的曲柄轴 8 内，并从其另一端侧的贮液部 25 将作为贮留在那里的液体的一例的油等的润滑油 101 供给至在上述一端侧的压缩机构部 14 中的润滑油供给系统 102 而对压缩机构部 14 的各种滑动部进行润滑。又，进行该润滑后的润滑油 101 经过或不经

过保持排出压力的贮液空间 29 供给至回转涡轮 2 的背部，使回转涡轮 2 向固定涡轮 1 侧推压的背压起作用而实现回转涡轮 2 的稳定回转并防止从固定涡轮 1 脱开。

在这种涡轮压缩机的驱动状态中，尤其是从上述贮液部 25 通过曲柄轴 8 并经过贮液空间 29 至作为将背压作用于回转涡轮 2 上的背压作用区域的例如背压室 32。由于随着在已述的及未述的所有润滑油 101 的供给路径 100 中的 2 处的曲柄轴 8 的回转的间歇连通，或由于随着在用于使背压室 32 的过剩的背压、即放出润滑油 101 而调整背压的压力调整机构 39 起作用的润滑油 101 的放出路径 103 的 1 处的曲柄轴 8 的旋转的间歇连通，通过调整润滑油 101 对上述背压室 32 的供给量或/和放出量在使上述背压保持在规定范围的同时进行驱动。

这样，在压缩机构部 14 中将通常的吸入、压缩、排出并在一起，通过在一端侧驱动回转涡轮 2 的曲柄轴 8 并将贮留于另一端侧的贮液部 25 中的润滑油 101 供给压缩机构部 14 并进行润滑，同时由于使润滑后的润滑油 101 经过被维持为排出压力的贮液空间 29 而向位于回转涡轮 2 的背部的背压室 32 供给并具有使回转涡轮 2 向固定涡轮 1 侧推压的背压作用，故能使回转涡轮 2 平滑而稳定地进行回转驱动而不从固定涡轮 1 脱开。

尤其是，以使起上述背压作用的润滑油 101 的供给量和放出量的一方的调整来调整背压，或利用双方的调整使背压更容易地进行调整，同时以在向背压室 32 的供给路径 100 的 2 处的间歇连通、或在从背压室 32 的放出路径 103 的 1 处的间歇连通和在上述供给路径 100 的 1 处的随着曲柄轴 8 的回转的间歇连通，通过利用在上述供给路径 100 或/和放出路径 103 的 2 处的对于背压室 32 的间歇的液体供给或/和放出的组合，对于背压室 32 的液体的供给量或者放出量的更精细的微量调整确保随着曲柄轴 8 的回转的正确周期和定时，无需特别的驱动机构和控制机构就能适当地设定和维持每机种或/和每运转和需的背压，能提高涡轮压缩机的性能和可靠性。

对于向上述背压室 32 的润滑油 101 的供给至少用通过曲柄轴 8 和回转涡轮 2 的供给路径 100 来进行，对上述间歇的润滑油 101 的供给或者放出可利用在上述贮液部 25 处轴支承曲柄轴 8 的轴承体 52 与曲柄轴 8 之间、上述回转涡轮

轮 2 与上述固定涡轮 1 或轴支承曲柄轴 8 的压缩机构部 14 侧并从反固定涡轮 1 侧支承回转涡轮 2 的支承构件一例的主轴承构件 21 的任何一方或双方之间的、各相对移动部的至少 1 处的供给路径 100 的间歇的连通来进行，若采用该方法则均可利用已设置的机构和构件实现。

又，对回转涡轮 2 与固定涡轮 1 或主轴承构件 21 的任何一方或双方之间的供给路径 100 的间歇连通，若利用始终与背压室 32 连通地形成于回转涡轮 2 或/和主轴承构件 21 上的如图 6 所示的凹处 60 与回转涡轮 2 之间的供给路径 100 的间歇连通来进行时，可利用凹处 60 的大小及形状在确保对于回转涡轮 2 的圆轨道运动的放出即确保经常与背压室 32 的连通的同时，提高设定用于获得与回转涡轮 2 侧的供给路 100 的间歇的连通的供给路径 100 的开口位置和大小时的自由度。

又，供给路径 100 的间歇连通在上述相对移动部的至少 1 处的供给路径 100 的如图 1 所示的每 2 个流入孔 53、54 和连通孔 57、58 那样的并列的多个部位独立地进行时，通过并列的多个部位的独立的连通状态的组合，容易对液体的供给状态进行更精细的微调整。

这些在凹处 60 和并列的多个部位上的连通状态的优点即使应用于润滑油 101 的放出路径 103 也能获得同样的作用效果。

下面对采用上述驱动方法的几个实施形态的涡轮压缩机进行说明。如图 1 所示，图 1—图 3 所示的实施形态的涡轮压缩机为，从固定镜板 37 和回转镜板 33 分别竖立叶片 50、51 后形状的固定涡轮 1 与回转涡轮 2 啮合，在该固定涡轮 1 与回转涡轮 2 的双方面形成有多个压缩空间 3。回转涡轮 2 利用欧式环（日文：オルダムリング）等的自转防止构件 4 及机械的自转防止机械等来防止自转，例如由于通过嵌附于自身的回转轴承 7 安装于曲柄轴 8 的偏心部 9 而相对固定涡轮 1 进行圆轨道运动即回转运动。上述压缩空间 3 通过用回转涡轮 2 的回转运动一边例如从外周侧向涡旋的中心部移动一边减小容积。由此，在上述压缩机中，从吸入口 10 将制冷剂气体等吸入并压缩后，通过排出口 11 向密闭容器 12 的内部空间 13 排出。这里，本实施形态的涡轮压缩机通过上述的固定涡轮 1 和回转涡轮 2 等构成压缩机构部 14。

上述压缩机构部 14 的驱动机构包括由固定于密闭容器 12 的内侧的定子 18

和在该定子 18 的内侧回转自如地支承的转子 19 所构成的电动机 17。在转子 19 上以贯通状态连接有上述曲柄轴 8，曲柄轴 8 的上端部分通过轴承 20 回转自如地支承于主轴承构件 21 上。在曲柄轴 8 的顶端部具有与其相对地进行偏心运动的上述偏心部 9。在密闭容器 12 内的下端部固定有支承构件 24，上述曲柄轴 8 的下端部回转自如地支承在保持于上述支承构件 24 上的轴承体 52 中。

如图 3 (a)、(b) 所示，轴承体 52 为大致圆筒状，在其筒心方向和圆周方向都分开的 2 处并列地形成有沿圆周方向的长孔状的流入孔 53、54。另外，在曲柄轴 8 上被轴承体 52 支承的部位并列地穿设有沿轴心方向与流入孔 53、54 相对的 2 处与液体供给通路 27 连通的第 1 和第 2 的连通孔 57、58。该第 1 和第 2 的连通孔 57、58 在曲柄轴 8 的每 1 回转中与流入孔 53、54 重合 1 次，通过重合的连通孔 57、58 和流入孔 53、54 使流体供给通路 27 与贮液部 25 连通。

贮留于密闭容器 12 的下端部的贮液部 25 中的润滑油 101 利用密闭容器 12 的内部空间 13 与背压室 32 的差压，通过上述重合的连通孔 57、58 和流入孔 53、54 而从液体供给通路 27 往上吸，在对轴承 20 进行润滑和冷却后，对回转轴承 7 进行润滑和冷却。又，润滑油 101 在从偏心部 9 上方的贮液部 28 进入贮液空间 29 后，从形成于回转镜板 33 上的节流孔 59 通过长孔 30 向背压室 32 供给。背压室 32 是由回转涡轮 2 的回转镜板 33、主轴承构件 21 的凹处 34、固定涡轮 1 的面 55 和环状的密封构件 38 所围住的空间，位于回转涡轮 2 的背部，利用流体压力具有向固定涡轮 1 推压的背压作用而使回转涡轮 2 不从固定涡轮 1 脱开。又，密封构件 38 进行对作为维持排出压力的高压部的贮液空间 29 与背压室间 32 之间的密封。

又，向上述背压室 32 供给的润滑油 101 对上述自转防止构件 4 进行润滑。该背压室 32 的背压必须经常地保持一定。但是，在背压室 32 中背压随着润滑油的积存而上升。因此，在该背压上升至比设定值高的场合，压力调整机构 39 动作，背压室 32 内的润滑油 101 就从吸入通路 40 向压缩空间 3 放出，由此，使上述背压经常维持于一定值。导入压缩空间 3 的润滑油防止压缩中的制冷剂气体等的泄漏，并润滑固定涡轮 1 与回转涡轮 2 的接触面。

从底面看回转镜板 3 时的节流孔 59 与密封构件 38 的动作时的关系如图 2



(a) — (d) 所示。从回转涡轮 2 的每 90 度的回转位置 (a) — (d) 可知, 图 2 中节流孔 59 随着回转涡轮 2 的回转运动在贮液空间 29 与背压室 32 之间跨越密封构件 38 地进行圆运动。因此, 由于密封构件 38 如上所述对贮液空间 29 与背压室 32 之间进行密封的关系, 作为供给路径 100 的一部分的节流孔 59 横越密封构件 38 地一边往来于贮液空间 29 与背压室 32 之间一边进行圆运动。由此, 长孔 30 从回转涡轮 2 的外周部穿通至与贮液空间 29 对应的内周侧中途位置, 形成从该内周侧中途位置到达贮液空间 29 的节流孔 59, 双方连续成钩形。但也可以作成在能实际上起同样作用的范围中任一种的具体结构。例如, 虽然节流孔 59 在回转镜板 33 的背面上直接开口, 但并不限于此, 也可以是在从贮液空间 29 至背压室 32 的长孔 30 的中途或回转镜板 33 的外周面等向背压室 32 直接开口的位置。

仅在节流孔 59 面对贮液空间 29 时, 贮液空间 29 与背压室 32 间歇地连通, 贮液空间 29 的润滑油 101 通过节流孔 59 和长孔 30 而向背压室 32 供给。另一方面, 在节流孔 59 面对密封构件 38 或背压室 32 时, 上述连通被间歇地遮断, 润滑油不向背压室 32 供给。因此, 若变更节流孔 59 在 1 个回转中面对贮液空间 29 的时间比例, 就能调整向背压室 32 的润滑油 101 的供给量。

通过利用形成位置的设定对进行圆运动时的轨迹的直径进行各种变更, 该实施形态的节流孔 59 能对面对贮液空间 29 的时间比例进行调整, 故不会产生以往那样作成直径较小而长度较长时的不良情况。

另一方面, 如图 3 所示, 曲柄轴 8 的第 1 和第 2 连通孔 57、58 随着曲柄轴 8 的回转与轴承体 52 的流入孔 53、54 间歇地重合时与贮液部 25 连通。这里, 设在轴向的同一直线上的 2 个连通孔 57、58 与流入孔 53、54 的周方向的长度和形成位置能一个个地设定成规定的值, 由此, 可将向液体供给通路 27 的润滑油流入量设定成适当的值。

下面参照图 4 的说明图对节流孔 59 的位置与轴承体 52 的 2 个流入孔 53、54 和曲柄轴 8 的 2 个连通孔 57、58 的关系进行说明。现将节流孔 59 面对贮液空间 29 的状态作为间歇的连通区间, 将节流孔 59 面对密封构件 38 或背压室 32 的任一个的状态作为间歇的闭止区间。又, 将连通孔 57、58 与流入孔 53、54 重合的状态作为间歇的连通区间, 将连通孔 57、58 与流入孔 53、54 不重合

的状态作为间歇的闭止区间。曲柄轴 8 在 1 转期间通过使上述的连通区间与闭止区间的组合产生图 4 所示的第 1 至第 3 模式。

在第 1 模式中，由于贮液部 25 通过流入孔 53、第 1 连通孔 57、液体供给通路 27 和节流孔 59 与贮液空间 29 连通，贮液部 25 的润滑油利用贮液空间 29 与背压室 32 的差压供给至润滑油供给系统。在第 2 模式中，由于贮液空间 29 与背压室 32 连通，将包括液体供给通路 27 和贮液空间 29 的润滑油供给系统的空间压力减压至与背压室 32 的背压相同。在该减压过程中，在润滑油供给系统内溶入于润滑油的制冷剂发泡，制冷剂气体和润滑油通过节流孔 59 供给至背压室 32。

下面对压缩机从运转状态到停止时的状态进行说明。在曲柄轴 8 以第 1 模式运转停止后的情况下，贮液部 25 的润滑油 101 从流入孔 53 和第 1 连通孔 57 通过液体供给通路 27 向节流孔 59 供给，再通过吸入通路 40 等向压缩机的外部带出。可是，随着润滑油 101 的带出，当贮液部 25 的润滑油 101 的液面低至上方的流入孔 53 以下时，内部空间 13 的制冷剂气体从流入孔 53 和第 1 连通孔 57 流入液体供给通路 27 内。由此，润滑油 101 就不会在其以上向压缩机的外部带出，可将贮液部 25 的液面确保在与下方的流入孔 54 之间。这样，就能在涡轮压缩机中防止润滑油 101 向压缩机外部的带出而不使用单向阀。

又，在曲柄轴 8 以第 2 模式运转停止后的情况下，由于两流入孔 53、54 都被闭止，故贮液部 25 的润滑油 101 不会供给至润滑油供给系统 102 以上，贮液部 25 的液面能保持于运转停止时的状态。又，在曲柄轴 8 以第 3 模式运转停止后的情况下，由于节流孔 59 被闭止，故贮液部 25 的润滑油 101 不会供给至润滑油供给系统 102 以上，贮液部 25 的液面能保持于运转停止时的状态。

另一方面，在曲柄轴 8 以第 1 模式运转停止后的情况下，由于贮液部 25 的液面在上方的流入孔 53 以下而在下方的流入孔 54 以上，接着，再开始运转时的第 1 至第 3 模式的给油状态进行变化。也就是说，在第 1 模式中，利用内部空间 13 与背压室 32 的差压，从内部空间 13 通过流入孔 53 和第 1 连通孔 57 而流入液体供给通路 27 内的制冷剂气体与存在于润滑油供给系统 102 的空间内的润滑油 101 一起供给。在第 2 模式中，包括液体供给通路 27 和贮液空间 29 的润滑油供给系统 102 的内部的压力减压至与背压室 32 的背压相同。在该

减压过程中，在润滑油供给系统 102 内溶入于润滑油 101 中的制冷剂发泡，制冷剂气体和润滑油 101 通过节流孔 59 供给至背压室 32。

在第 3 模式中，通过流入孔 54 和第 2 连通孔 58 将润滑油向第 2 模式中给被减压的液体供给通路 27 和贮液空间 29 的润滑油供给系统 102 的空间内供给。因此，在该实施形态的涡轮压缩机中，通过设定曲轴 8 在 1 转中第 1 至第 3 的各模式的比例，就能将润滑油调整成适当量并供给。

现对图 5 所示的本发明的另一实施形态的涡轮压缩机进行说明。对与图 1 所示的涡轮压缩机相同或相当的构件等采用相同的标号，并省略重复的说明。相对图 1 实施形态中节流孔 59 间歇地与贮液空间 29 连通，通过长孔 30 将润滑油向背压室 32 供给的情况来说，该实施形态的涡轮压缩机为节流孔 59 通过长孔 30 与贮液空间 29 和实际上不改变的贮液空间 30 连通，与背压室 32 间歇地直接连通并仅在与该背压室 32 连通时将润滑油 101 向背压室 32 供给。

由于这样，使回转涡轮 2 以从贮液部 28 至外周在半径方向贯通地一端形成长孔 30，形成从与该长孔 30 的贮液空间 29 对应的中途位置至贮液空间 29 的节流孔 59，并用塞子 104 堵塞从与长孔 30 的节流孔 59 连接的部分至与背压室 32 连通的部分。可是，若能实际上获得同样的作用，也可作成任一种具体结构。例如，长孔 30 也可作成满足不与背压室 32 连通的位置条件而与贮液空间 29 连通。这种场合，节流孔 59 也可设置于从贮液部 28 或贮液空间 29 至背压室 32 的长孔 30 的中途位置或贮液部 28 或贮液空间 29 的开口位置等。

现参照已述的图 2 (a) — (d) 对本实施形态中的节流孔 59 的动作进行说明。节流孔 59 与 (a) — (d) 所示图 1 的实施形态的情况同样，利用回转涡轮 2 的圆轨道运动，在贮液空间 29 与背压室 32 之间跨过密封构件 38 的同时进行圆运动而与背压室 32 间歇地连通。但是，在本实施形态中，由于在节流孔 59 与密封构件 38 或贮液空间 29 面对时不与背压室 32 连通，故润滑油 101 不向背压室 32 供给。另一方面，在节流孔 59 与背压室 32 面对时，贮液部 28 的润滑油 101 不经过贮液空间而通过长孔 30 和节流孔 59 向背压室 32 供给。又，相对在图 1 的实施形态中润滑油 101 从下方向上方地通过节流孔 59 的情况来说，本实施形态中则与其相反，是从上方向下方地脱离节流孔 59。

在上述情况下，若改变节流孔 59 与背压室 32 面对的时间比例，就能调整

向背压室 32 的润滑油的供给量。在该场合，由于能利用形成位置的设定通过对圆运动时轨迹直径的各种变更调整与背压室 32 面对的时间比例，节流孔 59 不产生作成以往那样的直径小而长度长的不良情况。

又，根据节流孔 59 与背压室 32 面对的时间比例和连通孔 57、58 与流入孔 53、54 连通的区间相组合的动作为图 1 的实施形态说明的那样，由此能获得与在图 1 的实施形态中说明的同样的效果。

现对图 6 所示的又一实施形态的涡轮压缩机进行说明。但是，对于与图 1 的实施形态相同或相当的构件采用相同的标号并省略重复的说明。该实施形态的涡轮压缩机设置有形成于固定镜板 37 上且与背压室 32 常时连通的凹处 60 以取代图 5 实施形态的节流孔 59 并设置有节流孔 61 上述节流孔 61 形成于回转镜板 33 上、其一端侧通过长孔 30 与贮液部 28 连通，另一端侧与上述凹处 60 间歇地连通。

因此，凹处 60 与固定镜板 37 的回转镜板 33 的外周部相对应，并设置成与从回转涡轮 2 的最大回转半径外至最小回转半径外的规定位置相面对的状态，节流孔 61 的开口在回转涡轮 2 的圆轨道运动中的规定的定时仅在规定的期间被设置成面对凹处 60 的位置即位于连通的位置的状态。又，节流孔 61 利用长孔 30 与贮液部 28 连通。长孔 30 设置成从回转镜板 33 的贮液部 28 向外周贯通，中途作成钩形与节流孔 61 连接。长孔 30 的向背压室 32 的开口利用塞子 104 来堵塞。该场合也可作成满足长孔 30 不与背压室 32 连通的位置条件而与贮液空间 29 相连通的状态。又，节流孔 61 也可以位于作成从贮液部 28 到达凹处 60 状态的长孔 30 的中途或位于向贮液部 28 开口的位置。

又，相对图 1、图 5 的实施形态的润滑油供给系统 102 为相对于经过轴承 20 的润滑油 101 到达贮液部 28 后通过回转轴承 7 到达贮液空间 29 的状态的情况，在本实施形态的润滑油供给系统 102 为经过轴承 20 后的润滑油 101 离开贮液空间 29，并从该处通过回转轴承 7 而到达贮液部 28。

从底面看回转镜板 33 时的凹处 60 与节流孔 61 动作时的关系示于图 7(a) — (d)。从图 7 中节流孔 61 从 (a) — (d) 的位置可知，随着回转涡轮 2 的回转运动，固定涡轮 1 的与回转涡轮 2 面对地设有凹处 60 的面 55 与该凹处 60 分别交互间歇面对地进行圆运动。在节流孔 61 与凹处 60 相面对时，贮液部 28



的润滑油通过节流孔 61 从凹处 60 向背压室 32 供给。另一方面，在节流孔 61 与面 55 相面时，节流孔 61 被上面部 55 闭塞而不供给润滑油。因此，在该涡轮压缩机中，通过适当地设定曲轴 8 在 1 转期间的节流孔 61 与凹处 60 相面对的时间比例，能适当地设定向背压室 32 的润滑油的供给量。

又，根据节流孔 61 与凹处 60 相面对的时间比例和连通孔 57、58 与流入孔 53、54 连通的区间的组合的动作如图 1 的实施形态中所说明的那样，由此能获得与在图 1 的实施形态中说明过的同样的效果。另外，凹处 60 不限于图 7 所示的圆形。

现对图 8、图 9 所示的实施形态的涡轮压缩机进行说明。但是，对于与图 1 的实施形态相同或相当的构件等采用相同的标号，并省略重复的说明。相对在图 1 的实施形态中在轴承体 52 和曲柄轴 8 上分别并列设置各 2 个的流入孔 53、54 和连通孔 57、58 的情况，在本实施形态中，在轴承体 52 和曲柄轴 8 上分别设置单一的流入孔 62 和连通孔 63。

下面参照图 10 的说明对节流孔 59 的位置与轴承体 52 的流入孔 62 和曲柄轴 8 的与连通孔 63 的相对位置的关系进行说明。现将连通孔 63 与贮液空间 29 面对的状态作为间歇的连通区间，将连通孔 63 与密封构件 38 或背压室 32 的任一个相面对的状态作为间歇的闭止区间。又，将连通孔 63 与流入孔 62 重合的状态作为间歇的连通区间，将连通孔 63 与流入孔 62 不重合的状态作为间歇的闭止区间。曲柄轴 8 在 1 转期间，通过上述的连通区间与闭止区间的组合产生图 10 所示的第 1 和第 2 模式。

在第 1 模式中，由于连通孔 63 闭止、且节流孔 59 与贮液空间 29 连通，故包括液体供给通路 27 和贮液空间 29 的润滑油供给系统 102 的空间压力减压至与背压室 32 的背压相同。在该减压过程中，在润滑油供给系统 102 内溶入于润滑油 101 中的制冷剂发泡，制冷剂气体和润滑油 101 通过节流孔 59 而向背压室 32 供给。

在第 2 模式中，润滑油 101 通过流入孔 62 和连通孔 63 向包含在第 1 模式中被减压的液体供给通路 27 和高压的贮液空间 29 的润滑油供给系统 102 的空间内。因此，在该实施形态的涡轮压缩机中，通过设定曲柄轴 8 在 1 转期间的第 1 和第 2 模式，能将润滑油 101 调整至适当量并进行供给。

下面对压缩机从运转状态至停止时的状态进行说明。在曲柄轴 8 以第 1 模式运转停止后的场合，由于连通孔 63 被闭止，故贮液部 25 的润滑油 101 不向润滑油供给系统 102 供给，贮液部 25 的液面被维持在运转停止时的状态。又，在曲柄轴 8 以第 2 模式运转停止后的场合，由于节流孔 59 被闭止，故贮液部 25 的润滑油 101 不向润滑油供给系统 102 供给，贮液部 25 的液面被维持在转动停止时的状态。

在该涡轮压缩机中，与图 1 的实施形态比较虽然润滑油 101 的供给量的调整变得稍为粗略些，但通过适当地设定曲轴 8 在 1 转期间的第 1 和第 2 模式的时间比例，能将润滑油 101 调整至适当量进行供给。

又，即使采用图 5 的实施形态所示的节流孔 59 间歇地与背压室 32 连通、通过长孔 30 将润滑油向背压室 32 供给润滑油的结构，以取代节流孔 59 与贮液空间 29 间歇地连通，通过长孔 30 将润滑油向背压室 32 供给的情况，也能获得与本实施形态同样的效果。

又，即使将设有图 6 的实施形态所示的凹处 60 和节流孔 61 的结构进行组合，以取代节流孔 59 间歇地与贮液空间 29 连通、通过长孔 30 将润滑油 101 供给背压室 32 供给的情况，也能获得与本实施形态同样的效果。

现对图 11 所示实施形态的涡轮压缩机进行说明。但是，对与图 8 的实施形态相同或相当的构件等采用相同的标号，并省略重复的说明相对图 8 的实施形态中在轴承体 52 和曲轴 8 上分别设置单一的流入孔 62 和连通孔 63、并将压力调整机构 39 的入口孔 64 与背压室 32 设置成连通状态的情况本实施形态的涡轮压缩机是将连通孔 63 与贮液部 25 设置成直接常时连通的状态、并在相对压力调整机构 39 的润滑油 101 的放出路径 103 上设置有随着曲柄轴 8 的旋转与背压室 32 间歇连通的入口孔 64。

又，本实施形态的润滑油供给系统 102 为从曲柄轴 8 内的液体供给通路 27 被分流供给至轴承 20 和贮液部 28，对轴承 20 润滑后离开的润滑油 101 照原样进入贮液空间 29，进入贮液部 28 的润滑油 101 通过回转轴承 7 并对其润滑后到达贮液空间 29。

图 12 (a) — (d) 中表示从底面看在涡轮压缩机中的回转镜板 33 时的回转镜板 33 与入口孔 64 在动作时的关系。从图 12 中 (a) — (d) 的各位置可知，

入口孔 64 随着回转涡轮 2 的回转运动从回转镜板 33 与背压室 32 间歇地连通。在入口孔 64 与背压室 32 面对时,背压室 32 的润滑油 101 通过入口孔 64 和压力调整机构 39 而从吸入通路 40 向压缩空间 3 的吸入区域放出。由此消除背压的过剩,并将润滑油 101 向固定涡轮 1 与回转涡轮 2 的滑动部供给。另一方面,在入口孔 64 被回转镜板 33 闭塞时,润滑油 101 不放出、不向上述部供给。因此,在该涡轮压缩机中,通过适当地设定曲柄轴 8 在 1 转期间的入口孔 64 与背压室面对的时间比例,就能适当地设定向压缩空间 3 的润滑油的供给量。

又,根据将压缩机构部 14 的入口孔 64 与背压室 32 连通的时间比例和节流孔 59 面对背压室 32 的时间比例进行组合的动作如图 8 的实施形态中说明过的那样,因此能获得与图 8 的实施形态中说明过的同样的效果。

又,即使采用在图 5 的实施形态中所示的节流孔 59 与背压室 32 间歇地连通、通过长孔 30 将润滑油 101 向背压室 32 供给的结构,以取代节流孔 59 与贮液空间 29 间歇地连通、通过长孔 30 将润滑油 101 向背压室 32 供给的情况也能获得与本实施形态同样的效果。

又,即使将在图 6 的实施形态中所示的设置凹处 60 和节流孔 61 的结构进行组合,以取代节流孔 59 与贮液空间 29 间歇地连通、通过长孔 30 将润滑油向背压室 32 供给的情况也能获得与本实施形态同样的效果。

现对图 13 所示的实施形态的涡轮压缩机进行说明。但是,对与图 11 的实施形态相同或相当的构件等采用相同的标号,并省略重复的说明。相对图 11 实施形态中连通孔 63 与贮液部 25 直接常时连通、节流孔 59 与贮液空间 29 间歇连通并通过长孔 30 将润滑油 101 向背压室 32 供给的情况,在本实施形态的涡轮压缩机中,在轴承体 52 和曲柄轴 8 上分别设置单一的流入孔 62 和连通孔 63 并随着曲柄轴 8 的回转间歇连通,并且,背压室 32 与曲柄轴 8 内的液体供给通路 27 通过润滑油供给系统 102 和节流部 65 并常时连通。

节流部 65 利用润滑油供给系统 102 并形成于其中途至端部。具体地说是利用通过以轴承 20 作为滑动轴承所形成的曲柄轴 8 与轴承 20 之间的间隙而形成。又,也可以利用由作为滑动轴承的回转轴承 7 的同样的间隙,还可以通过两轴承 20、7 双方二阶段地节流。当然,也可以利用轴承部以外的部分间的间隙。因此,由于贮液空间 29 被供给经过节流部 65 后减压后的润滑油 101,故

与背压室 32 之间可不设定压力差，或以兼用回转涡轮 2 与主轴承构件 21 间的滑动部的节流效果就能获得对于背压室 32 所必需的减压状态。因此，贮液空间 29 与背压室 32 之间的密封构件省略。在本实施形态中，由于由贮液部 28、贮液空间 29、背压室 32 的各自节流部 65 所设定的减压效果而成为大致相同的压力，分别具有背压作用。

又，根据将压力调整机构 39 的入口孔 64 与背压室 32 间歇连通的时间比例和连通孔 63 与流入孔 62 间歇重合而连通的时间比例进行组合的动作是如在图 8 的实施形态中说明过的，因此能获得与在图 8 的实施形态中说明过的同样的效果。又，通过在润滑油供油系统 102 上设置节流部 65，由于可不设置在又一实施形态中那样的节流孔 59 和密封构件 38，故能以更低的成本获得与图 8 的实施形态同样的效果。

综上所述，若采用本发明的涡轮压缩机及其驱动方法，通过对利用从向背压室的液体供给路径和背压室来的过剩液体的放出路径的至少一方所获得的两处的间歇的连通状态进行组合，能调整向背压室供给的或被供给的润滑油的量并能根据机种及运行状态容易地设定各种范围的背压，而且，由于上述间歇连通能以随着驱动回转涡轮的轴的回转的正确的定时和周期进行重复，故能根据机种及其每个时期的运转供给适当量的润滑油而具有高效率。

又，对于使用节流孔即使不形成细孔而通过将流入孔和连通孔的组合由于能根据需要抑制润滑油的供给量，故不会产生堵塞等现象，能获得高的可靠性，并由于可以是简单的孔加工而不会导致成本上升。又，即使不设置单向阀也由于能防止运转停止时润滑油向压缩机外部带出而进一步提高可靠性。



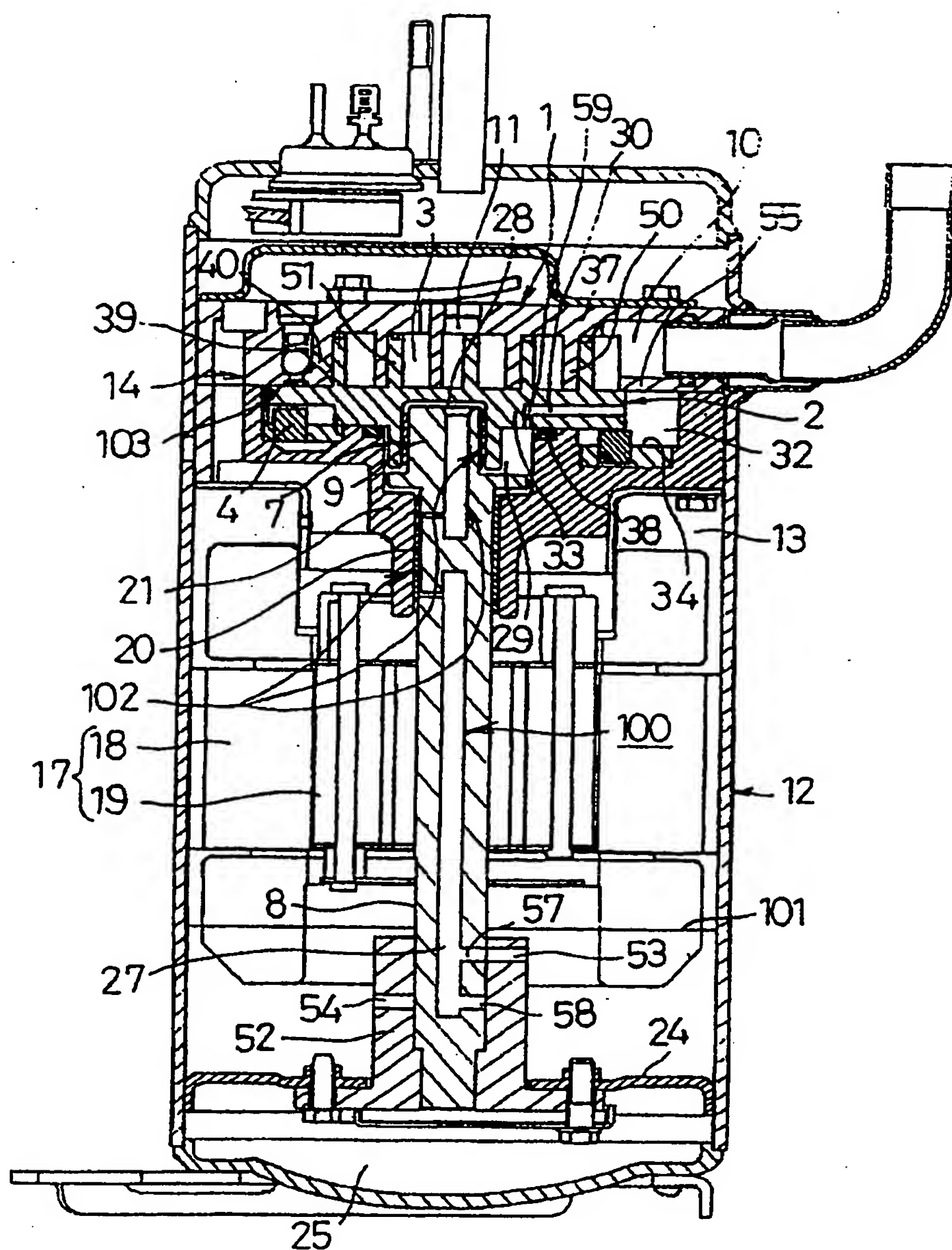


图 1

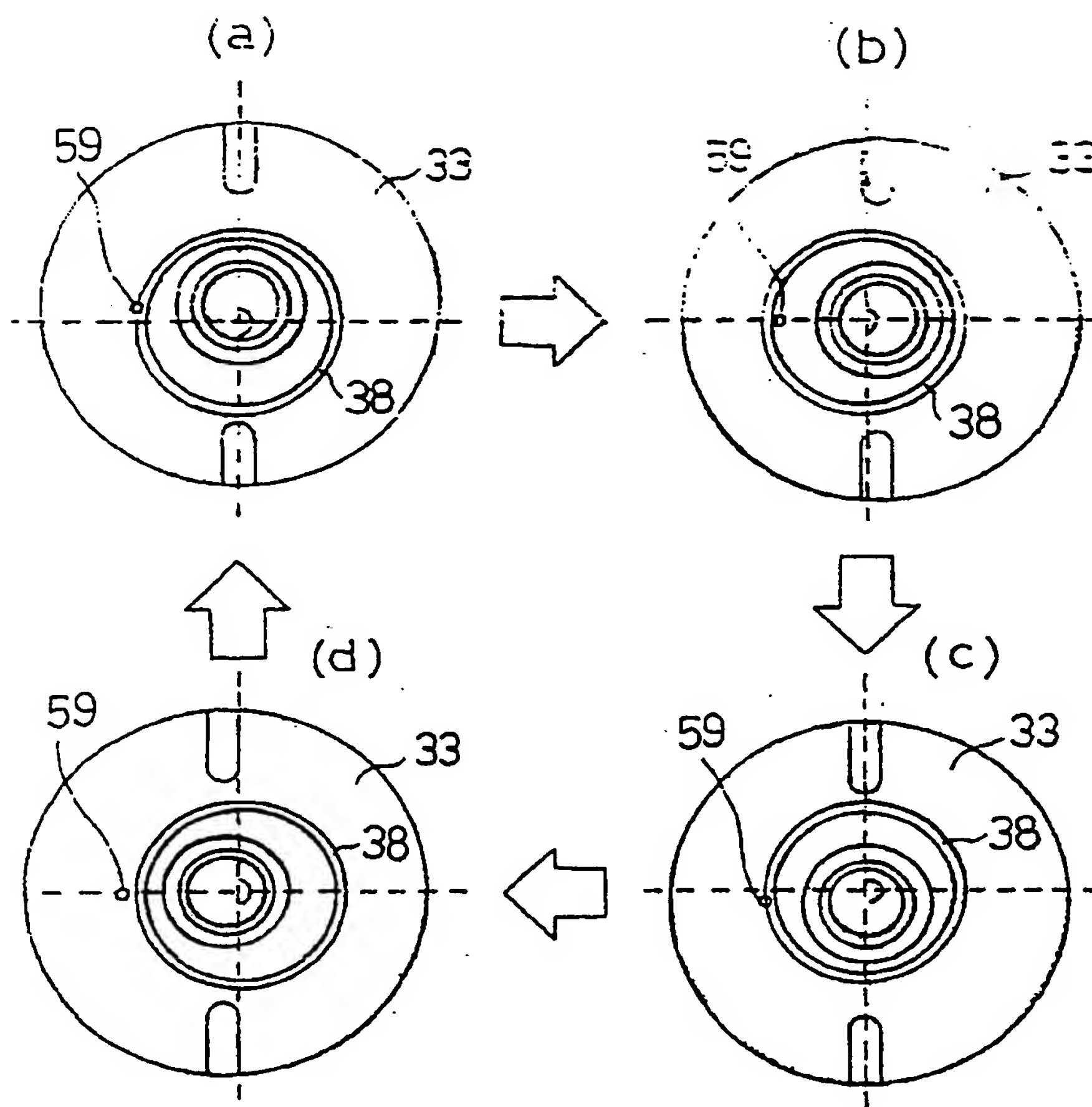


图 2

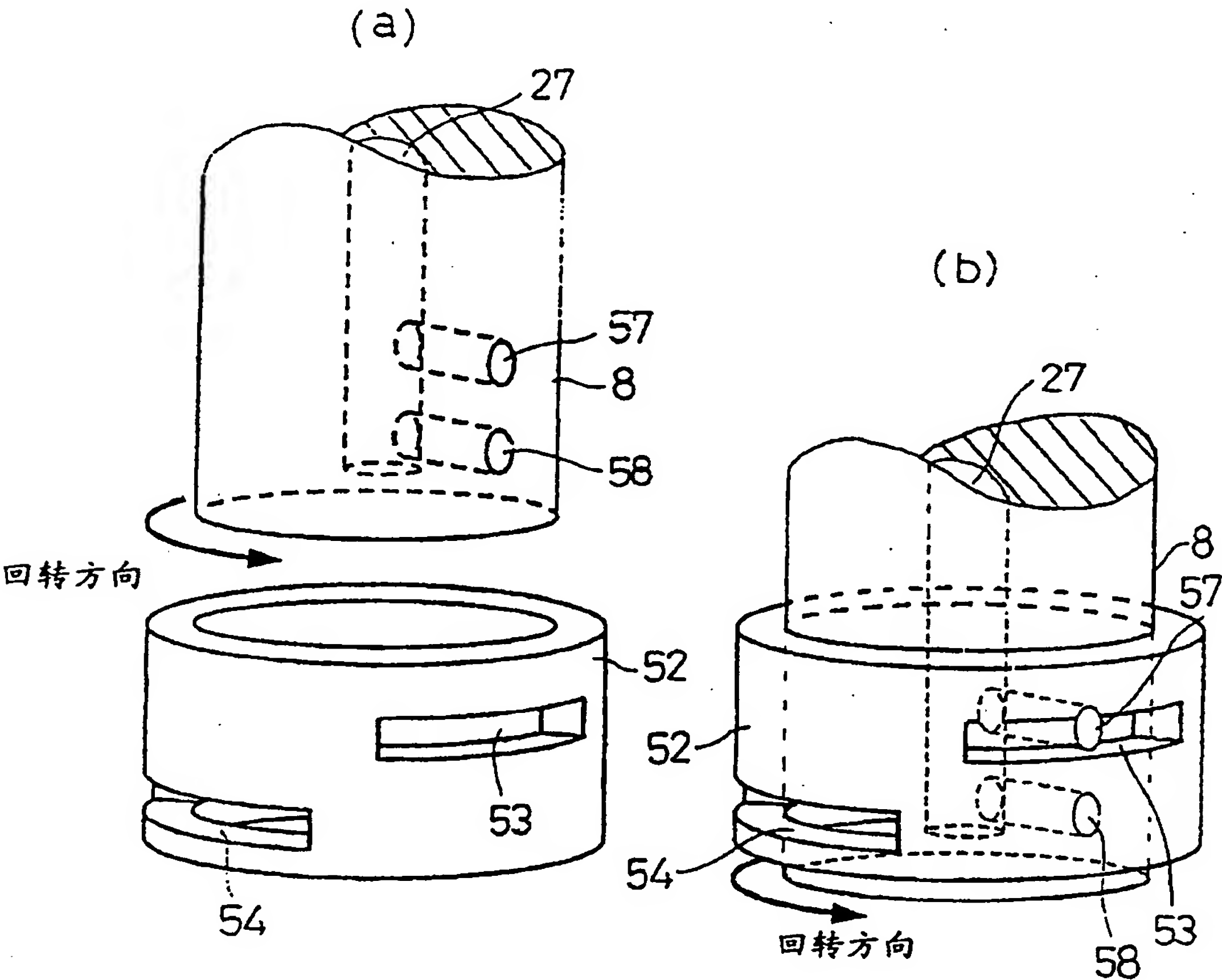


图 3

曲柄轴的回转角度			
	0°		360°
	第1模式	第2模式	第3模式
通路	连通区间		闭止区间
第1连通孔	连通区间	闭止区间	
第2连通孔	闭止区间		连通区间

图 4

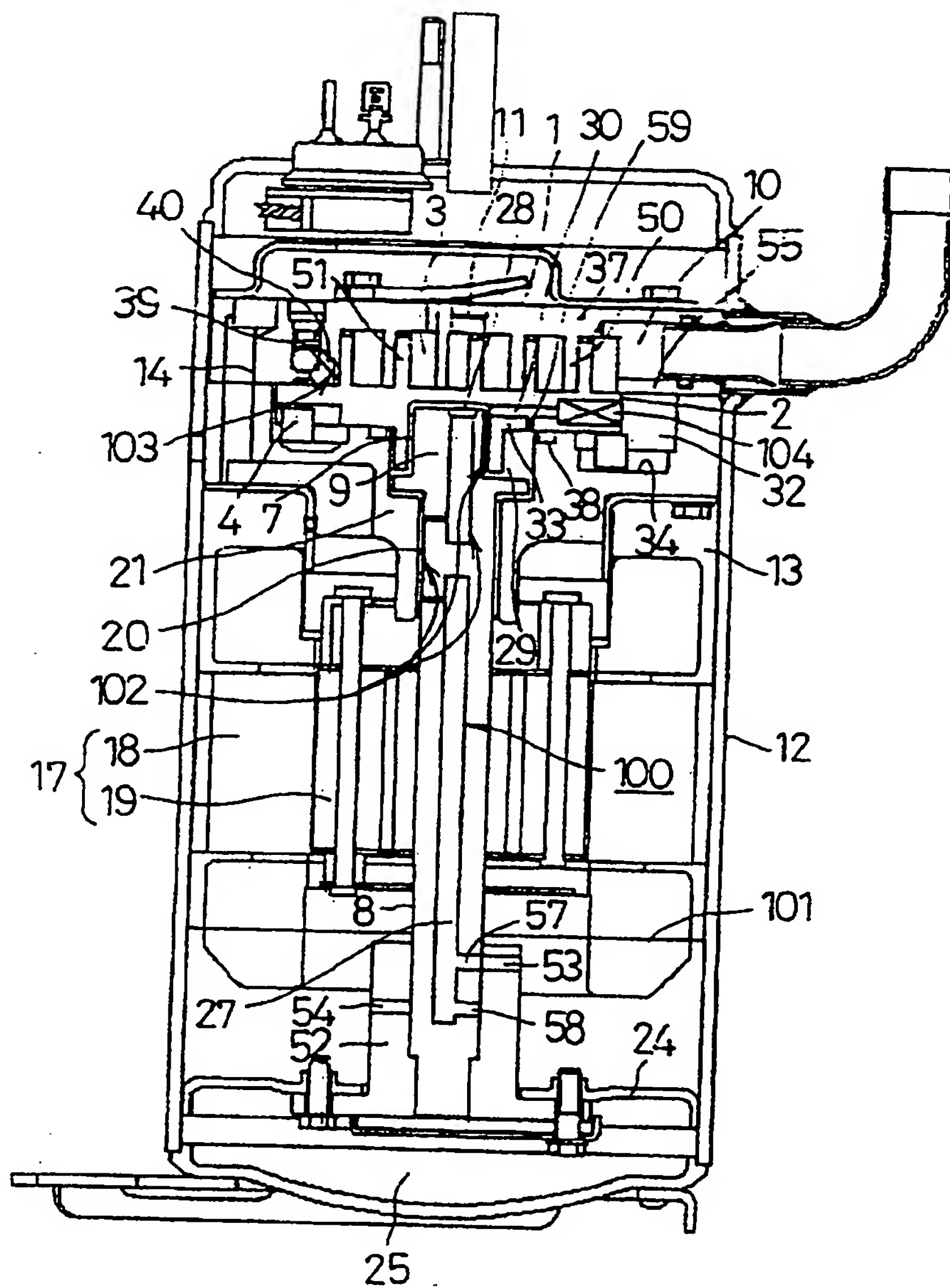


图 5



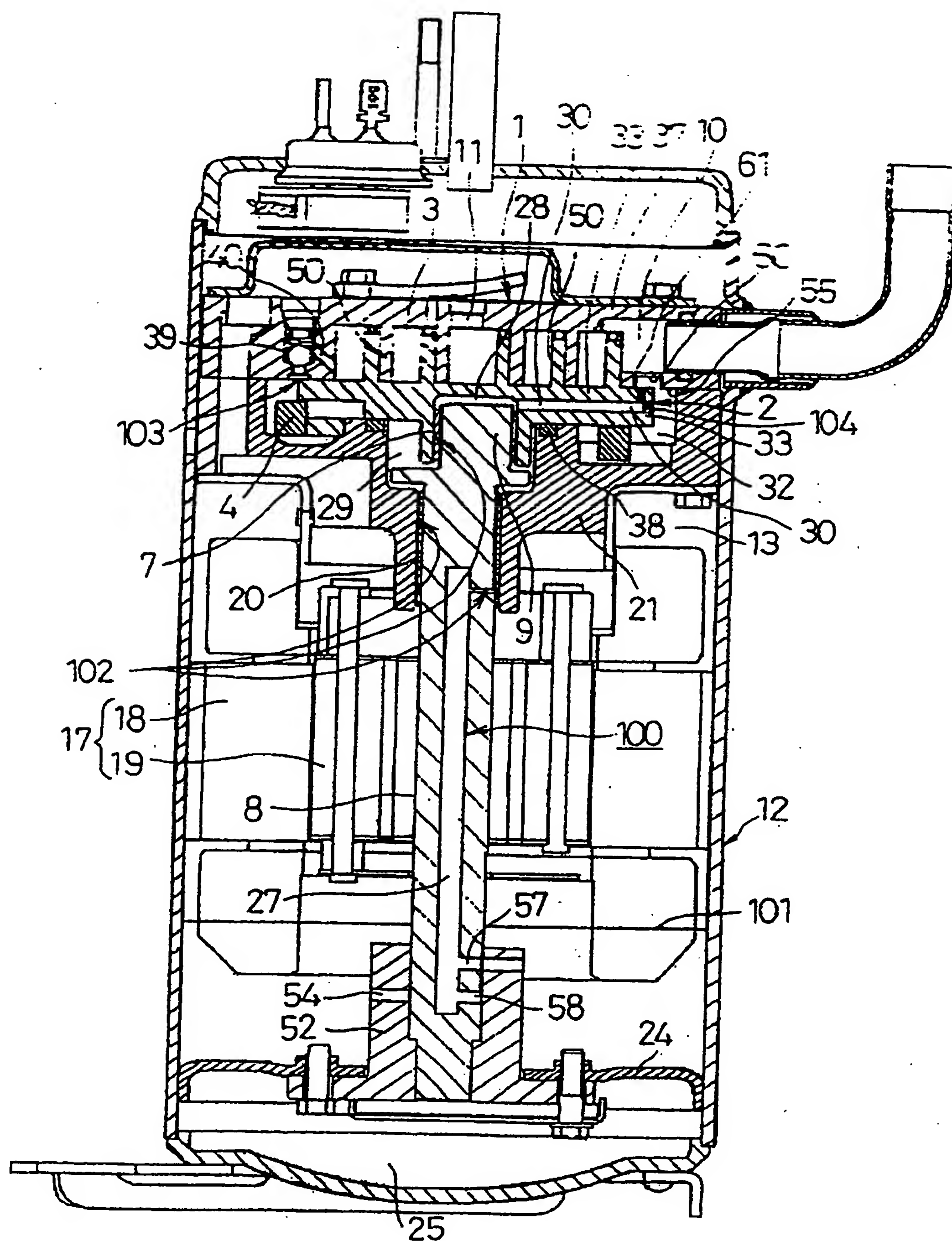


图 6

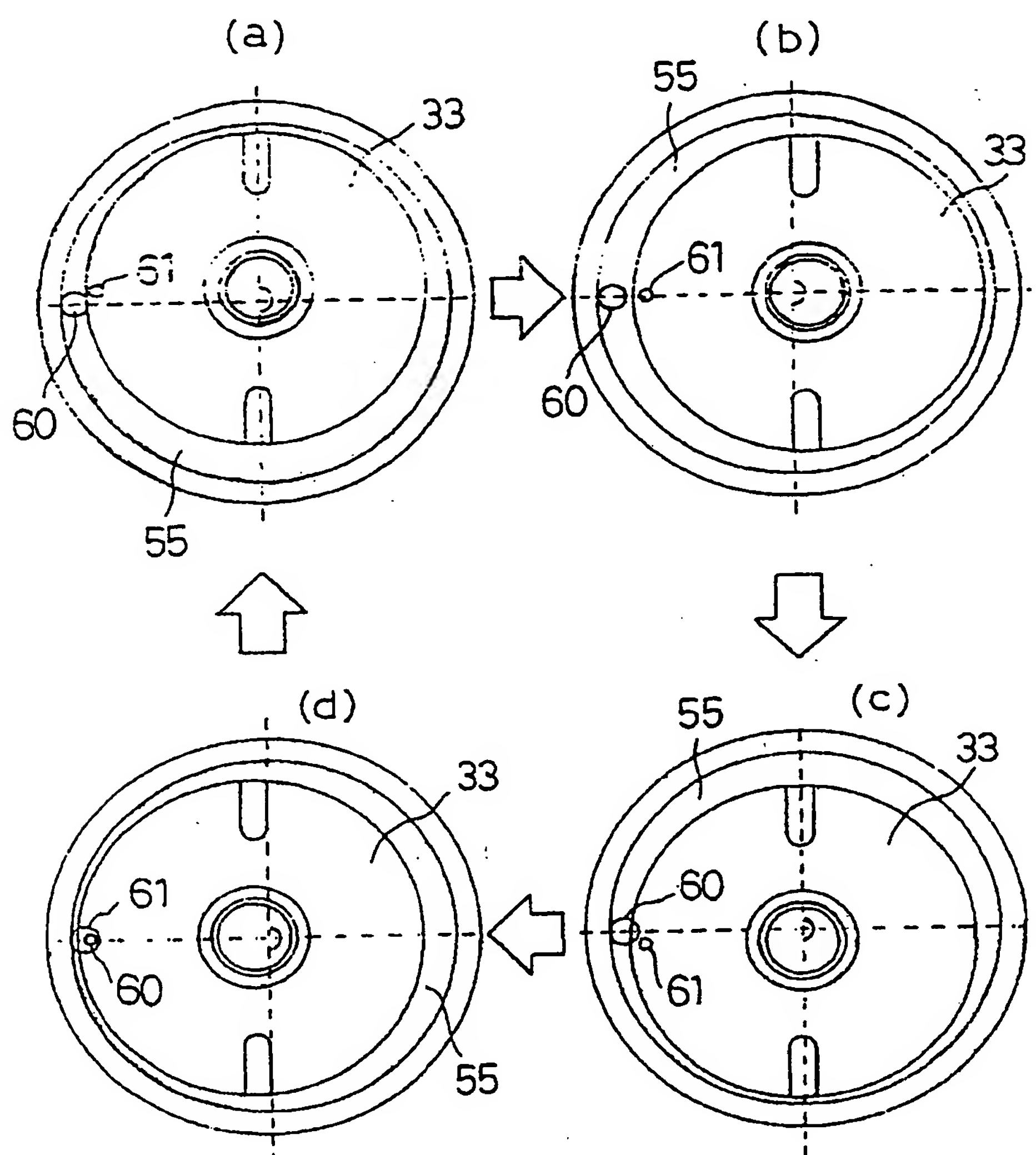


图 7

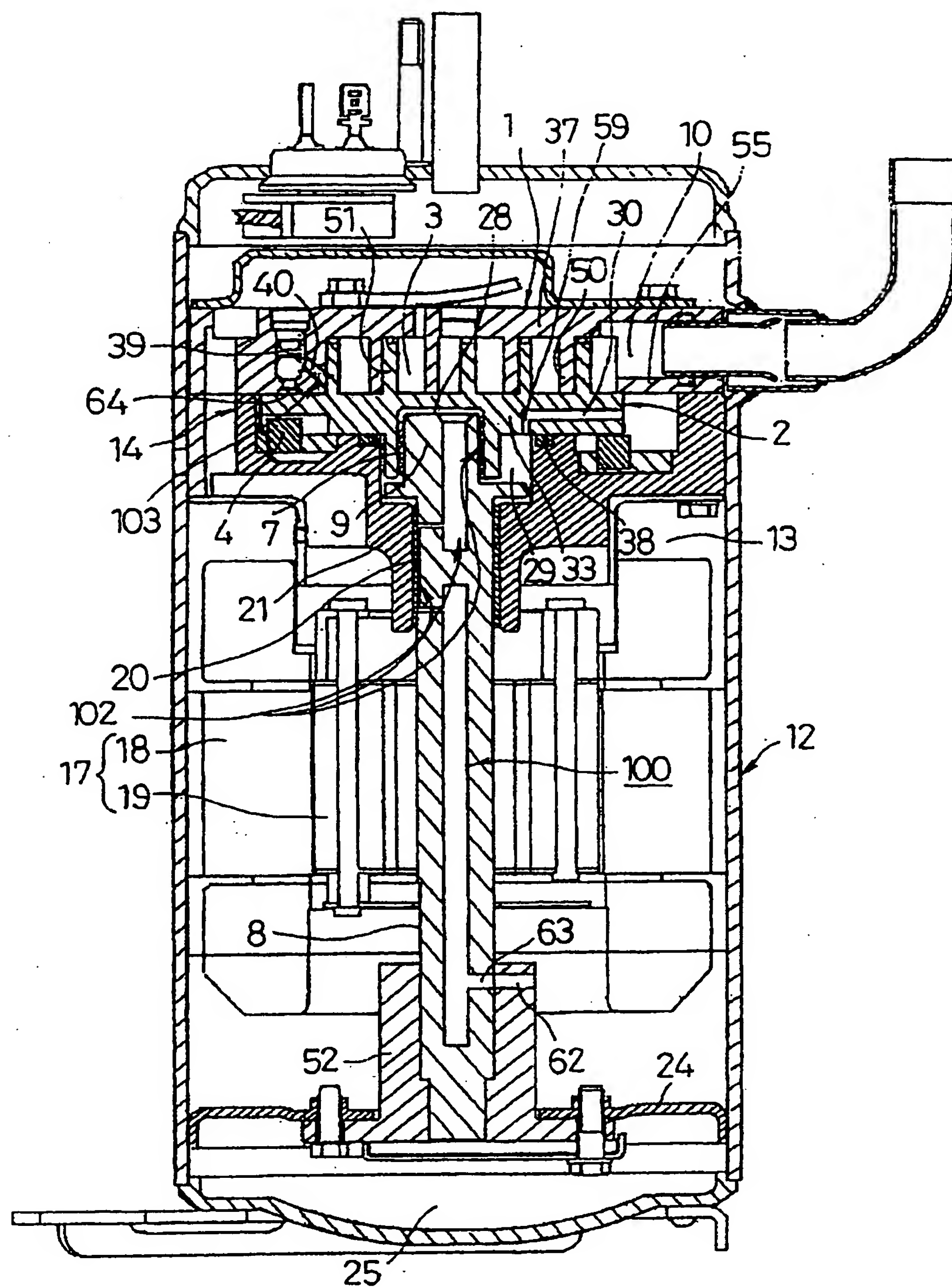


图 8

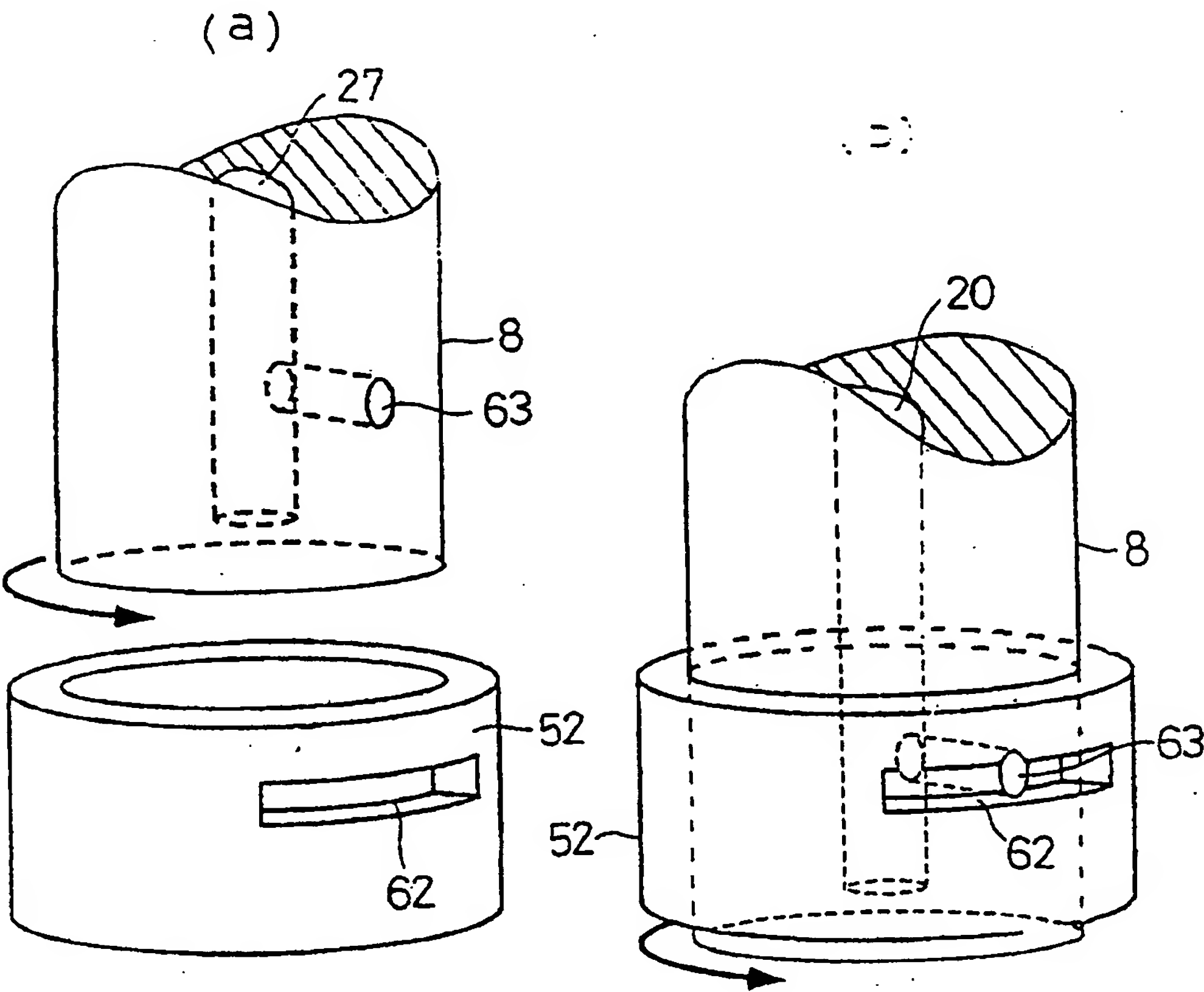


图 9

曲柄轴的回转角度		
	0°	360°
第1模式	第1模式	第2模式
通路	连通区间	闭止区间
连通孔	闭止区间	连通区间

图 10



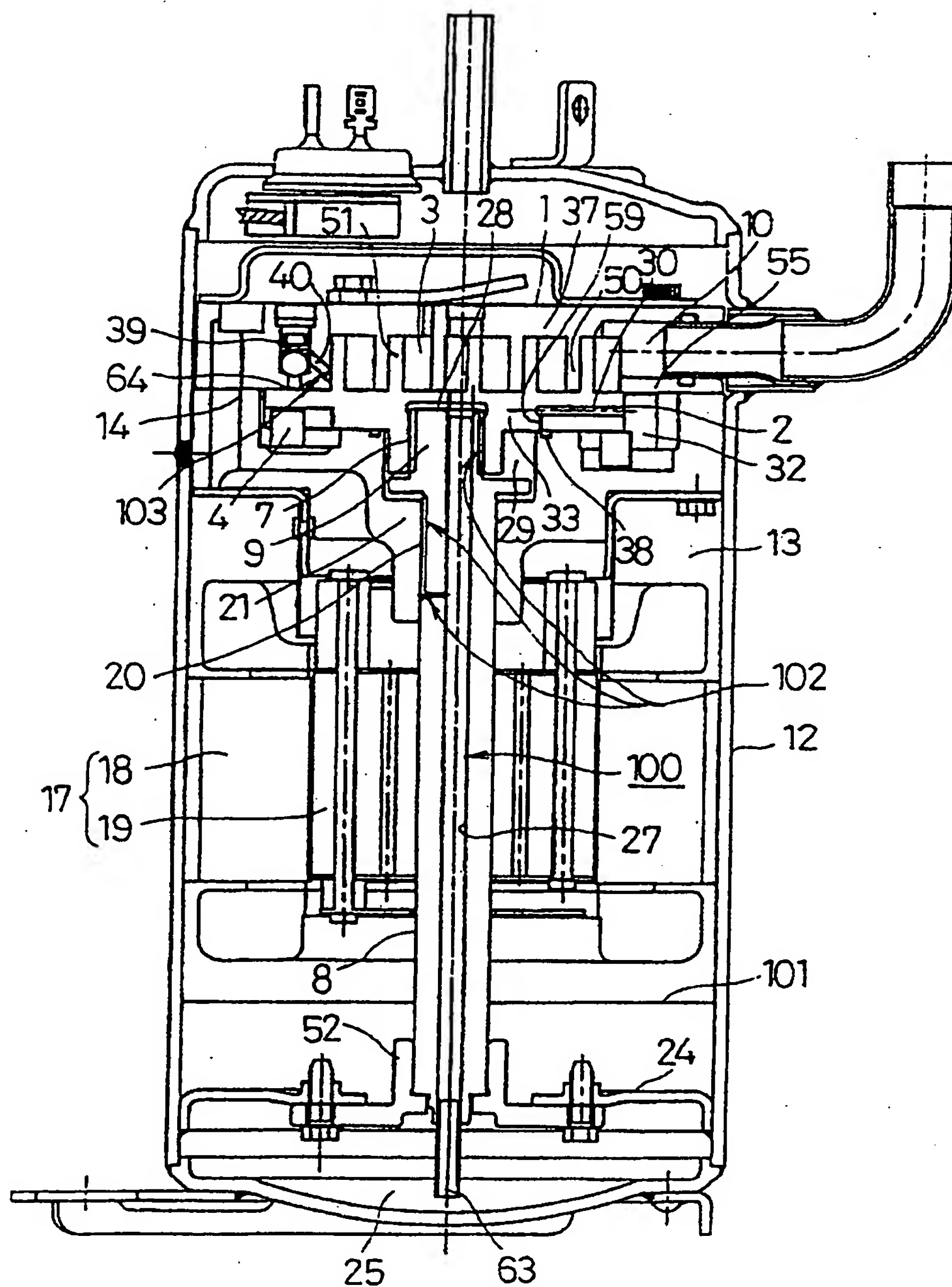


图 11

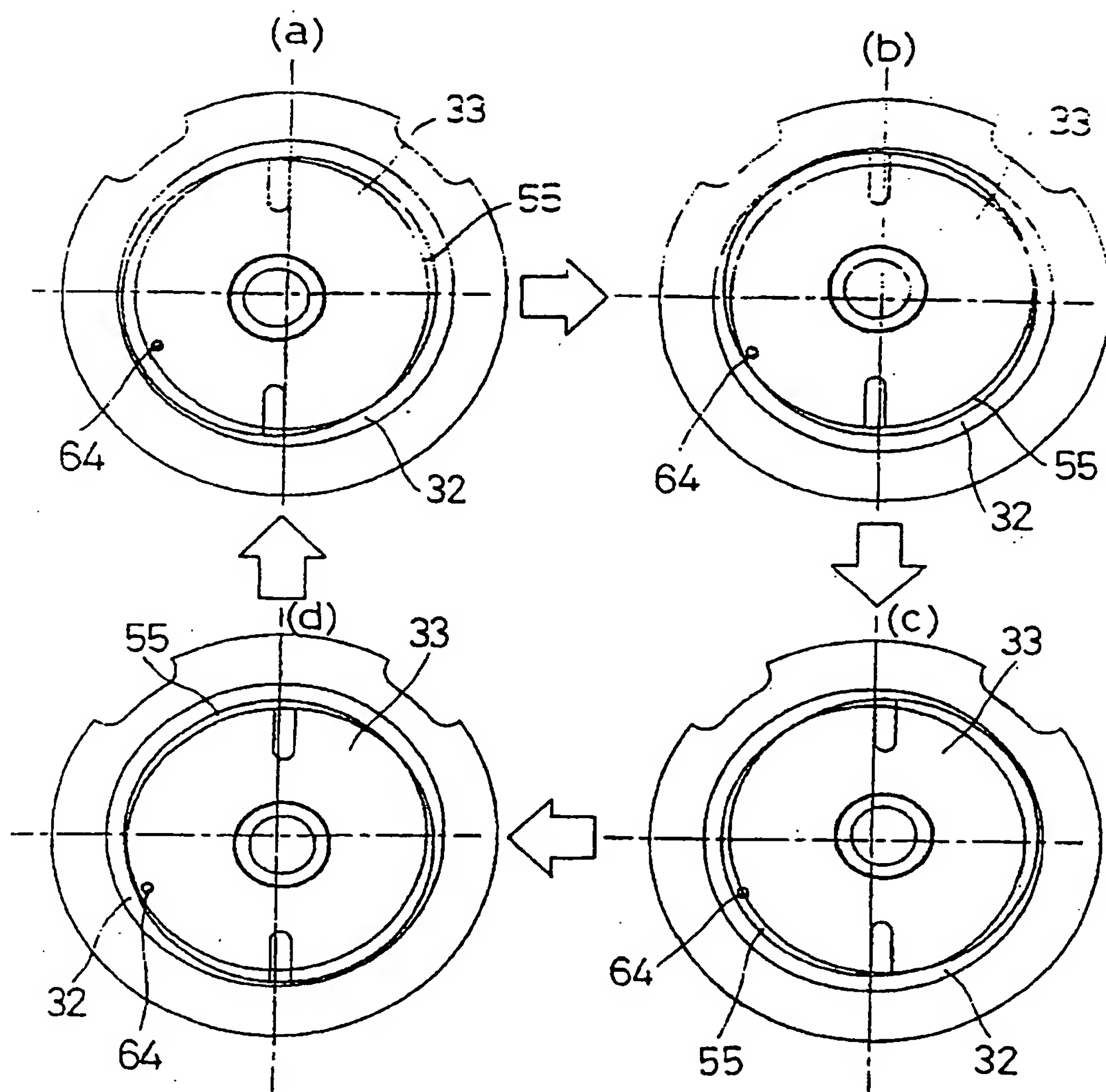


图 12

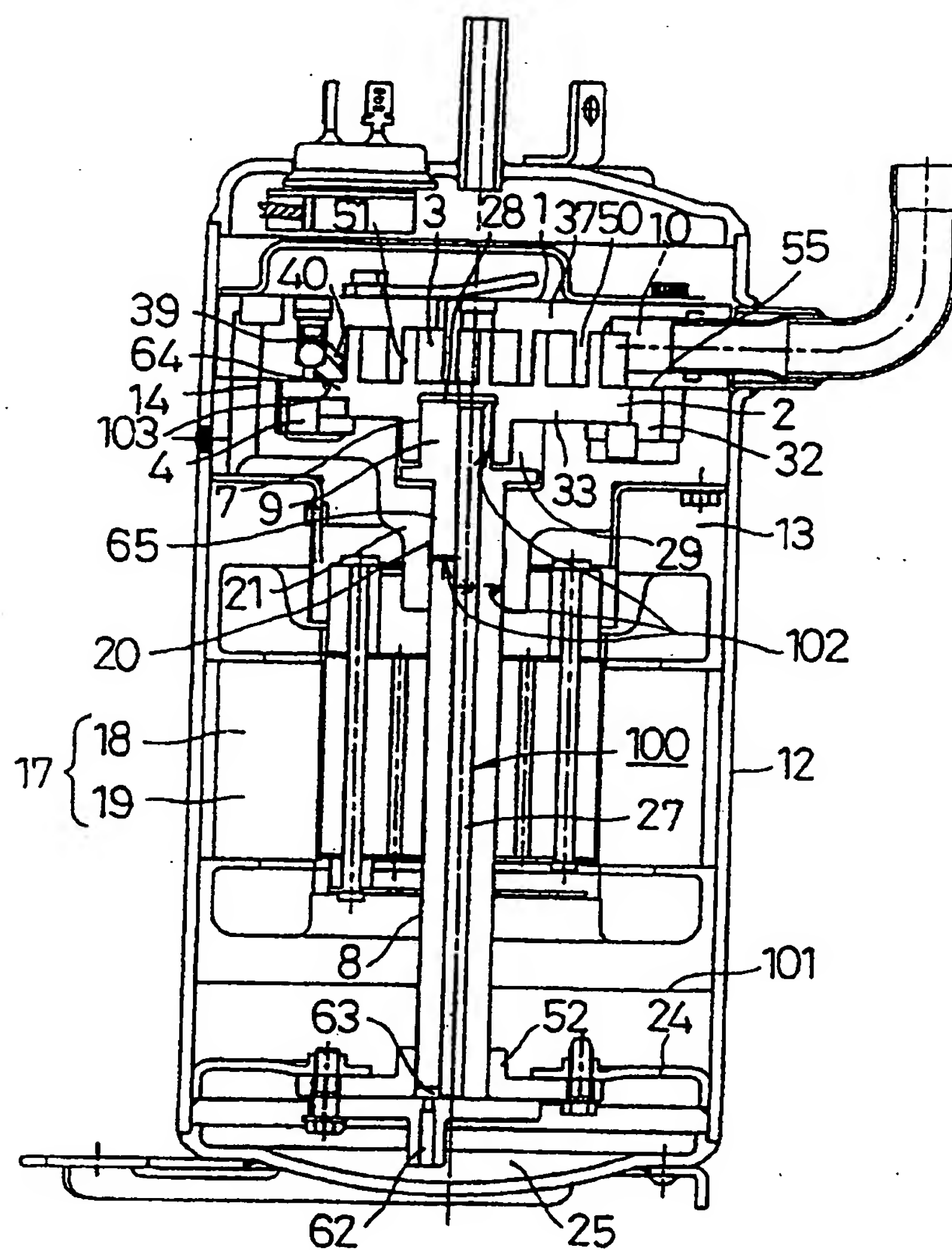


圖 13

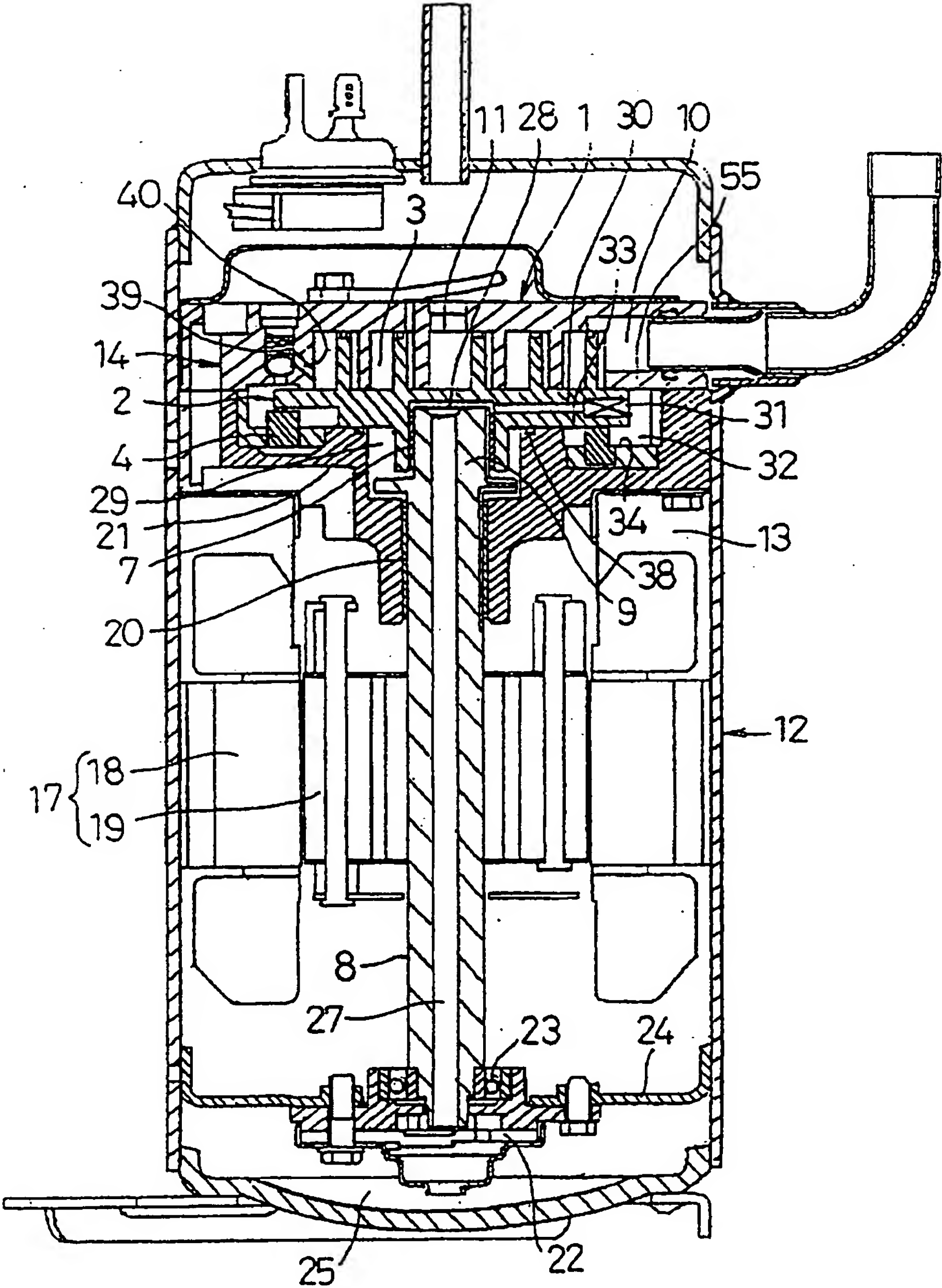


图 14



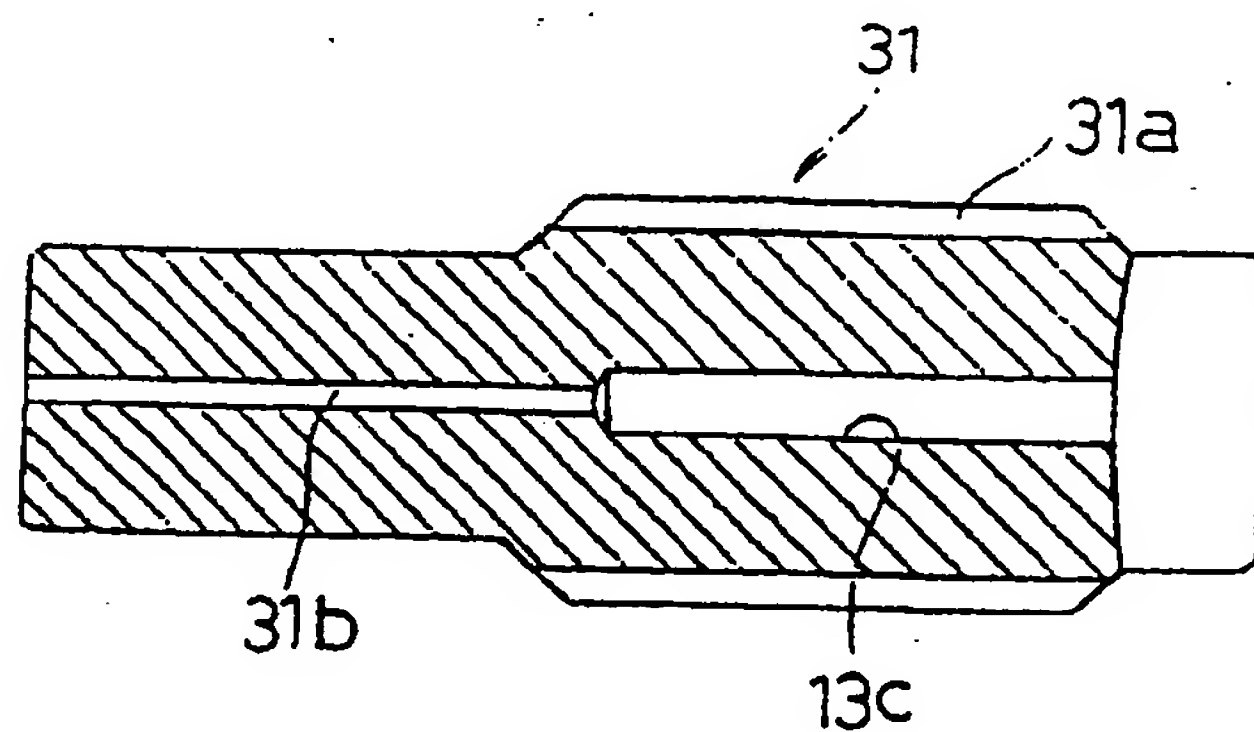


图 15

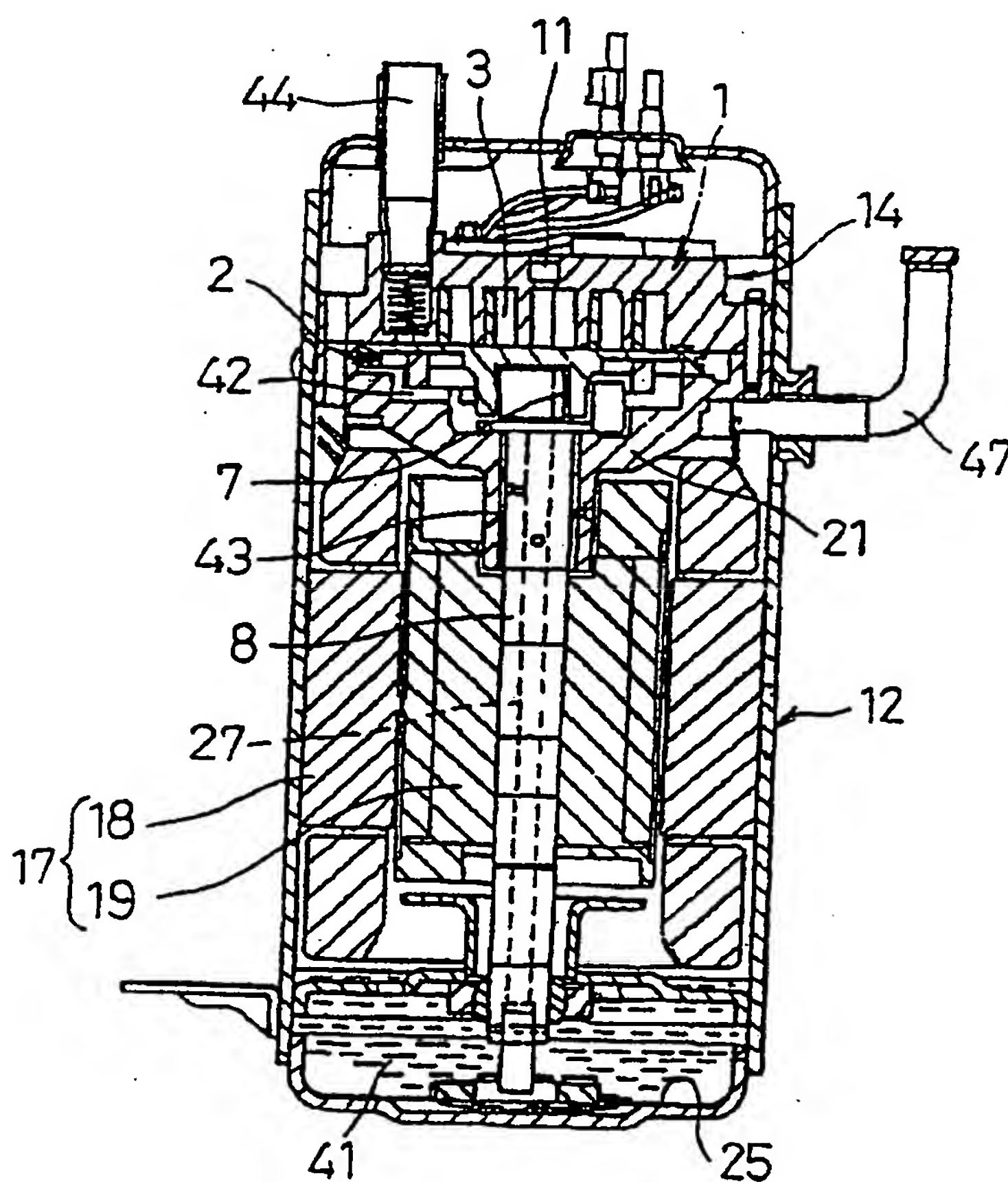


图 16

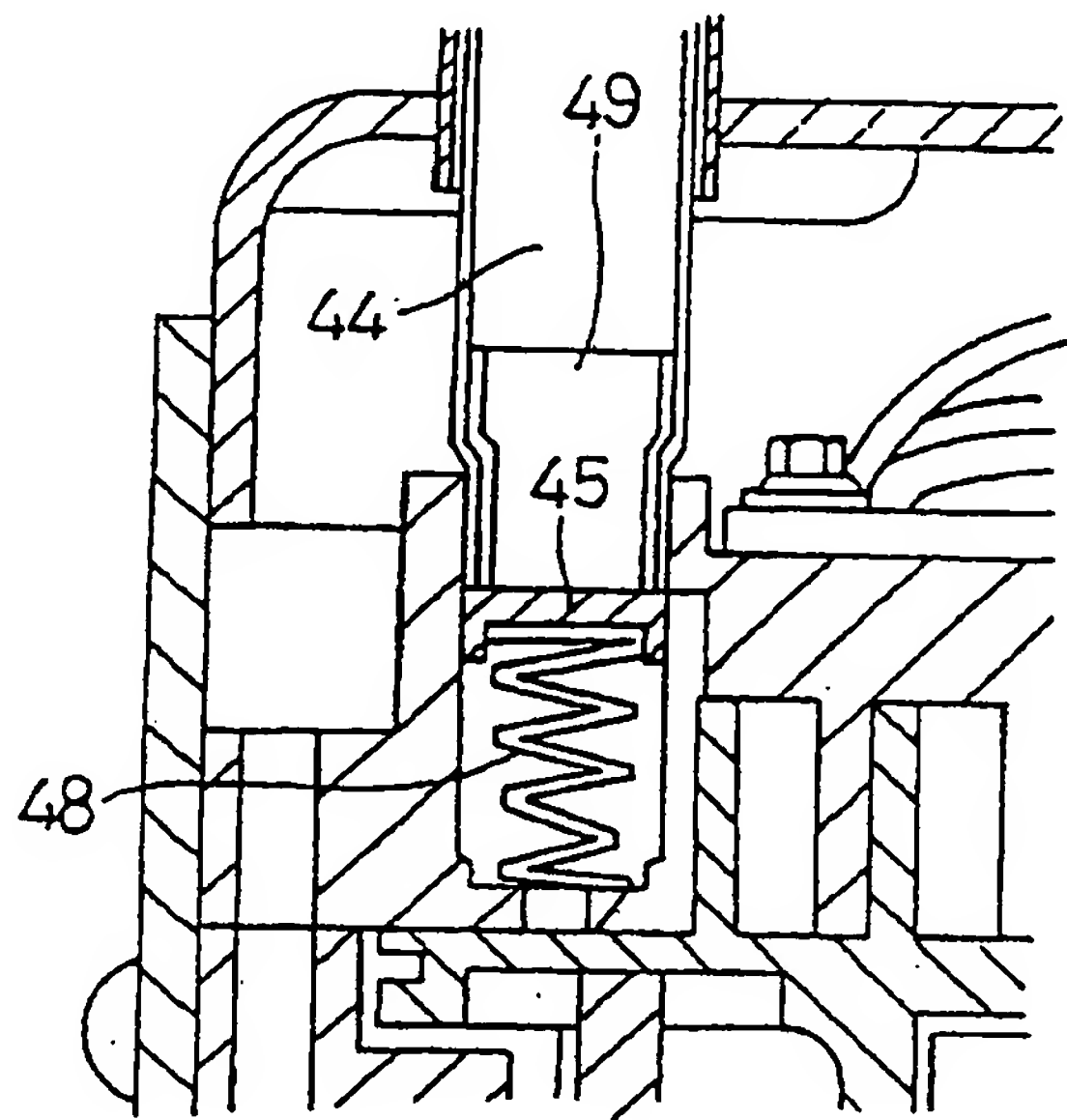


图 17

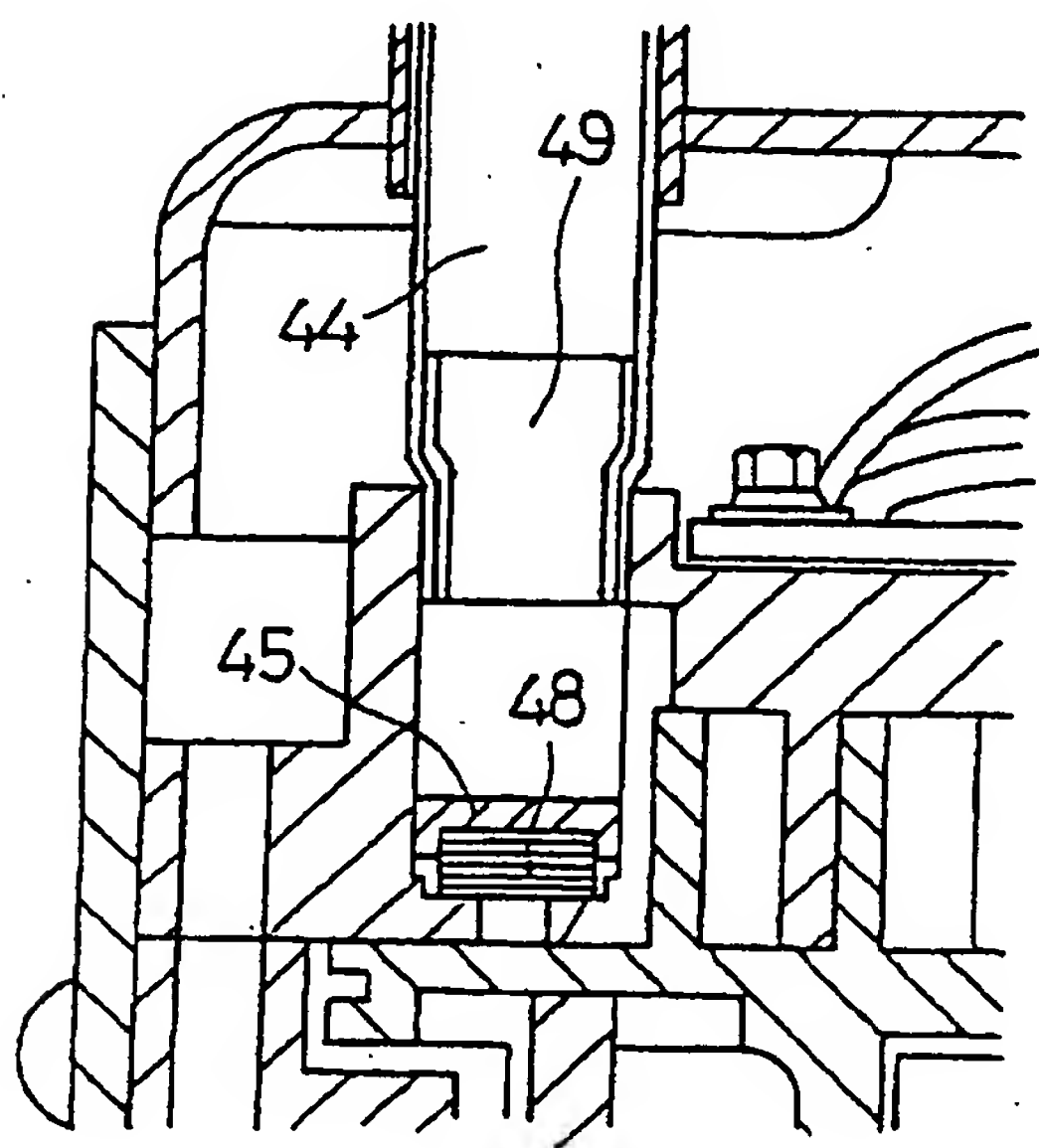


图 18